

論文目録

報告番号	甲 工	第 54 号	氏 名	多 田 博 夫
	乙 工 工 修			
学位論文題目		旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究		
論文の目次				
第1章 諸言				
第2章 吊り荷振れ角センサ				
第3章 モデル実験装置および解析モデル				
第4章 最適レギュレータ理論による旋回振れ止め制御				
第5章 ファジィ理論による旋回振れ止め制御				
第6章 最適レギュレータ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御				
第7章 ファジィ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御				
第8章 結言				
参考文献				
主論文				
(1) 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究（吊り荷振れ角センサの開発と縮小モデルでの旋回振れ止め制御），多田博夫，井上喜雄，大嶋真人，芳村敏夫，日本機械学会論文集，63-605 C(1997)，pp47-54				
(2) 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究（縮小モデルによるブーム起伏作業時の振れ止め制御），多田博夫，井上喜雄，大嶋真人，芳村敏夫，日本機械学会論文集，63-605，C(1997) pp55-62				
(3) 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究（ファジィ理論による旋回振れ止め制御），多田博夫，芳村敏夫，大谷良治，井上喜雄，日本機械学会論文集，65-634，C(1999)，pp2352-2359				
(4) 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究（ファジィ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御），多田博夫，芳村敏夫，大谷良治，井上喜雄，日本機械学会論文集，65-638，C(1999) pp4141-4148				
副論文				
(1) 箱形ジブを装備したトラッククレーンの動特性に関する研究（第1報，つり荷巻上げ，およびジブ起伏運動の場合），伊藤広，長谷川光彦，多田博夫，日本機械学会論文集，52-475，C(1986) pp885-893				
(2) 縮小模型による旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御，多田博夫，大谷良治，福田耕治，芳村敏夫，阿南工業高等専門学校研究紀要，第34号，(1998)，pp1-6				
(3) Pneumatic Active Suspension of a Quarter Car Model Using the Fuzzy Logic Control，Toshio Yoshimura Yuji Okamoto，Masao Kurimoto，Tutomu Morimoto，Su Chuanxin，Hiroo Tada，The Fifth International Conference on Control，Automation，Robotics and Vision (ICARCV '98)，(1998)，pp371-375				
(4) 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御，多田博夫，社団法人日本クレーン協会月刊誌「クレーン」第37号，1999/No.7，pp2-7				

備考

- 論文の題目は，用語が英語以外の外国語の時は日本語訳をつけて，外国語，日本語の順に列記すること。
- 参考文献は，論文題目，著者名，公刊の方法及び時期を順に明記すること。
- 参考文献は，博士論文の場合に記載のこと。

論文内容要旨

報告番号	甲 工	第 5 4 号	氏 名	た だ ひろお
	乙 工			多 田 博 夫
	工 修			
学位論文題目		旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究		
内容要旨				
<p>本論文において、旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御について研究報告した。</p> <p>旋回式クレーンは機動力の高さから多岐に渡る荷役作業が実施可能であるが、これには運転操作に熟練を要する。また、熟練操縦者不足やクレーン事故対策などから、吊り荷の振れを低減させる制御システムの実用化が望まれている。</p> <p>第2章では、振れ止め制御に必要な吊り荷振れ角センサについて検討した。吊り荷の動揺によりブームに加わる曲げモーメントが変動する。これをひずみゲージで測定後、FIR フィルタを用いて吊り荷振れ角成分を抽出し、換算式により吊り荷振れ角を算出した。本章では、旋回作業時に発生する旋回方向の吊り荷振れ角、およびブーム起伏作業時に発生する半径方向の吊り荷振れ角を計測する振れ角センサを提案し、実機クレーンを用いて検証した。この結果、センサ出力は吊り荷動揺量と良く一致したが、FIR フィルタによる時間遅れが生じた。このため、振れ止め制御システムにおいてセンサ出力の時間遅れを補正する必要があることがわかった。</p> <p>第3章では、実機を縮小したモデル実験装置と、クレーン機体および吊り荷挙動をシミュレーションするための解析モデルを提案した。実験装置は、実機クレーンの性能を類推できる大きさと構造を持ち、一般的作業である旋回、ブーム起伏、吊りロープ巻上げ動作を、実機と同様に操作レバーを用いて操縦でき、振れ止め制御成績と操縦者の操作フィーリングの検証を可能とした。また、解析モデルにより、実機およびモデル実験装置の吊り荷および機体挙動のシミュレーションを可能とした。</p> <p>第4章では、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御による旋回作業時の振れ止め制御手法と、振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案し、モデル実験装置および解析モデルを用いて、振れ止め制御成績と操作フィーリングを調査した。目標速度に追従して旋回させる条件において、通常の旋回操作では加速および減速直後に荷揺れが生じ、その後も持続しているが、振れ止め制御を行った場合には良好な振れ止め制御成績が得られた。操作レバーで旋回動作を行う条件において、通常の旋回操作では細かく操作レバーを動かし、振れ止め操作と吊り荷の位置決め操作を行う必要があったが、振れ止め制御を行った場合には、自動的に荷揺れが減少するため、容易に吊り荷を目標位置に静止させることが可能であり、操作レバーへの追従性も良好であった。</p> <p>第5章では、ファジィ理論を用いた旋回振れ止め制御手法と、振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。実験および解析結果より、レギュレータ制御に比べ良好な制御成績と操作フィーリングが得られた。また、2個のスケーリングファクタを調整することにより、操作レバーへの追従性と振れ止め成績を容易に変更することが可能となり、作業条件の変化へも容易に対応できた。</p> <p>第6章では、ブーム起伏作業時の振れ止め制御について、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法と、振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案した。実験および解析結果より、旋回振れ止め制御と同様に良好な吊り荷振れ止め成績とレバー追従性が得られた。しかし、ブーム起伏作業は吊り荷の地上高さが変動するため、ブームの固有振動が増加する傾向となり、制御が不安定になることがあった。この対策として、吊りロープ巻上げ操作をブーム起伏角度に連動させることにより、制御系が安定する事が得られた。</p> <p>第7章では、ファジィ理論を用いたブーム起伏作業時の振れ止め制御手法と、振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。実験および解析結果より、レギュレータ制御に比べ良好な制御成績と操作フィーリングが得られた。また、容易に操作レバーへの追従性、吊り荷振れ止め成績を調整することが可能であった。</p> <p>以上の研究により、旋回式クレーンに適用可能な吊り荷振れ止め制御システムが構築でき、クレーン作業の安全性および作業性の向上に貢献できると考える。</p>				

旋回式クレーンの
吊り荷振れ止め制御に関する研究

1999年11月

多田博夫

旋回式クレーンの
吊り荷振れ止め制御に関する研究

1999 年 11 月

多 田 博 夫

目 次

第 1 章 緒言	1
第 1 章の参考文献	6
第 2 章 吊り荷振れ角センサ	8
2.1 概要	8
2.2 吊り荷振れ角の検出方法	9
2.2.1 旋回方向成分の検出	9
2.2.2 半径方向成分の検出	10
2.3 実験結果	11
2.3.1 実機クレーンによる旋回方向成分の検出	11
2.3.2 モデル実験装置による半径方向成分の検出	17
2.4 結言	18
第 2 章の参考文献	20
第 3 章 モデル実験装置および解析モデル	21
3.1 概要	21
3.2 モデル実験装置	21
3.2.1 基本構成	21
3.2.2 モーター駆動装置	24
3.3 解析モデル	26
3.3.1 旋回操作時の解析モデル	26
3.3.2 ブーム起伏操作時の解析モデル	30
第 3 章の参考文献	33

第4章 最適レギュレータ理論による旋回振れ止め制御	34
4.1 緒言	34
4.2 振れ止め制御システム	35
4.2.1 振れ止め制御システム構成	35
4.2.2 吊り荷振れ角データの補正	36
4.3 モデル実験と理論解析	38
4.3.1 試験条件	38
4.3.2 外乱に対する応答試験	38
4.3.3 軌道追従試験	39
4.3.4 レバー旋回試験	43
4.4 結言	45
第4章の参考文献	46
第5章 ファジィ理論による旋回振れ止め制御	48
5.1 緒言	48
5.2 振れ止め制御システム	49
5.2.1 振れ止め制御システム構成	49
5.2.2 ファジィ制御則の設定①	50
5.2.3 ファジィ制御則の設定②	51
5.3 モデル実験と理論解析	54
5.3.1 試験条件	54
5.3.2 外乱に対する応答試験	54
5.3.3 軌道追従試験	55
5.3.4 レバー旋回試験	58
5.3.5 スケーリングファクタの影響	59
5.3.6 作業条件の変化による影響	62
5.4 結言	63
第5章の参考文献	65

第6章 最適レギュレータ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御	66
6.1 緒言	66
6.2 振れ止め制御システム	67
6.2.1 振れ止め制御システム構成	67
6.2.3 吊り荷振れ角データの補正	68
6.3 ブーム起伏作業時の振れ止め制御試験	71
6.3.1 試験条件	71
6.3.3 外乱に対する応答	71
6.3.4 軌道追従試験	74
6.4 ブーム起伏, 吊り荷巻上げ複合作業時の振れ止め制御試験	76
6.4.1 概要	76
6.4.2 外乱に対する応答	77
6.4.3 軌道追従試験	78
6.4.4 レバー操作試験	81
6.5 結言	83
第6章の参考文献	84
第7章 ファジィ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御	86
7.1 緒言	86
7.2 振れ止め制御システム	87
7.2.1 制御システム構成	87
7.2.2 ファジィ制御則の設定①	88
7.2.3 ファジィ制御則の設定②	88
7.3 モデル実験と理論解析	92
7.3.1 試験条件	92
7.3.2 ブーム起伏単独作業時の軌道追従試験	92
7.3.3 複合作業時の軌道追従試験	93

7.3.4 複合作業時のレバー操作試験	97
7.3.5 スケーリングファクタの影響調査	98
7.4 結言	101
第7章の参考文献	102
第8章 結言	103
論文記録	107

第1章

緒言

物を運搬する作業は人類歴史の起源から始まり、運搬方法も産業の進歩と共に急速に発展した。特に、交通手段の整備と共に各地に大工業が起こるに及び、大量かつ大重量の荷物が取り扱われるようになり、荷役機械の性能は飛躍的に進歩改良された。今日の生産および流通機構として、クレーンなどの運搬機械が必要欠くべからずものとなっており、荷役機械の作業性能が生産および流通コストに大きく影響している。

荷物を吊り下げて運搬するクレーンは、運搬能力の高さなどの理由から多くの場面で利用されるようになると共に、作業内容にあわせた形状が採用されるようになった。工場内で主に利用される天井走行クレーン、港湾や原料ヤードなどで利用される橋形クレーンやアンローダは、直交方向に吊りロープの支持部を移動させて吊り荷の運搬を行う。また、建設現場での資材運搬などに利用されるラフテレンクレーン、クローラ式クレーンなどの旋回式クレーンは、長大な腕（ブーム）を旋回および起伏させて吊りロープ支持部を移動さる。これらの旋回式クレーンの多くは、自由に移動できる台車を装備した移動式クレーンであり、その機動力の高さから広く普及している⁽¹⁾。

しかし、旋回式クレーンはその機動性の高さゆえに多岐に渡る作業を実施することが可能であるが、これらの作業を安全かつ迅速に実施するにはクレーン作業の熟練が必要であり、クレーン操縦者の経験や勘に頼っている状態である。毎年のようにクレーンの転倒事故などの重大災害が発生している現状から、クレーン作業の安全性の確保が急務となっている⁽²⁾。ま

た、近年クレーン操縦者の高齢化や女性の進出が進むにしたがい、より容易な運転操作方法が望まれるようになってきた。

クレーンの事故としては、クレーン本体の転倒事故と吊り荷の動揺による衝突事故が報告されている。前者に対する安全対策として、過負荷防止装置⁽³⁾による前方への転倒防止システムが設置を義務づけられており⁽⁴⁾、吊り荷とクレーン機体の静的な釣り合いから転倒モーメントを算出し、安全な吊り荷重と作業半径をクレーン操縦者に警告することにより、転倒防止に役立っているが、吊り荷の動揺による危険を防止する機能は備わっていない。

吊り荷の動揺による危険性を防ぐためには、吊り荷の運搬速度を遅くして吊り荷の動揺をおさえる必要がある。しかし、運搬速度を下げることは作業性の低下へとつながるため、クレーン作業では、安全性と作業性の相反する要素を両立させねばならない。特に旋回式クレーンの旋回操作は吊り荷の運搬速度が大きくなり、吊り荷の振れが大きくなりやすい。このため、旋回運動を行ったときの吊り荷およびクレーン機体の挙動に関する研究が多数報告され^{(5)~(9)}、これらの動特性を精度よくシミュレーションできるようにしている。また、吊り荷の振れを減少させる研究として、荷揺れが最小となる最適軌道を事前に求め、これに追従させる研究^{(10),(11)}が報告されているほかはあまり見あたらない。

ブーム起伏作業では、吊り荷は前後方向に動揺する。これはクレーンの転倒モーメントの増加につながり、転倒事故の原因となる。前後方向の動揺は運転者から遠近方向となり、この距離を正確に視認できないことが振れ止め操作を困難なものとしている。この動作時のクレーンの動特性に関する研究はすでに多数報告され^{(12)~(15)}、精度の良いシミュレーションが可能となっているが、吊り荷振れ止めに関する報告⁽¹⁶⁾はブーム起伏操作の速度パターンを事前に求め、これに追従制御させる方法である。

一方、天井走行クレーンで代表される並進式クレーンの吊り荷振れ止め制御技術については古くから研究されており、おもに振れ止め最短時間制

御解を示しこれを実験で検証したもの、および最適レギュレータを構成し、あらかじめ求めておいた最適振れ止め軌道に追従するように状態をフィードバックさせたものやファジィ制御を利用したものなどが一部で実用化されている^{(17)~(22)}。しかし、これらの問題で扱っているクレーン作業は吊り荷の移動経路を事前に与える必要があり、天井走行クレーンなどの設備式クレーンにおける特定の作業を行うときには有効であるが、ラフテレーンクレーンなどの移動が可能な旋回式クレーンでは、その作業現場や作業内容は多岐に渡るため、あらかじめ作業内容を制御装置に入力するのは困難である。

本研究では、旋回式クレーンの一般的な作業である旋回操作およびブーム起伏操作を行うときの吊り荷振れ止め制御法について研究した。クレーンの操縦操作の方法は、通常のクレーン操作と同様に操縦者が任意に操作レバーを動かして荷役作業を行う場合とし、従来の設備式クレーンの研究に見られるような吊り荷移動経路を事前に必要とせずに吊り荷の振れ止め制御が可能となるようにする。しかし、振れ止め制御システムからの振れ止め操作はクレーン操縦者の意図では行われなため、操縦に違和感を感じる恐れもあり、振れ止め制御効果だけでなく、クレーン操縦者の操作性についても満足できるようにする。

第2章では、吊り荷振れ止め制御を実用化するにあたり、作業中の吊り荷の振れ角度を計測する吊り荷振れ角センサの検討を行った。これまでにブーム先端にポテンシオメータなどを用いて振れ角度を直接測定する方法、カメラなどをブーム先端に固定し、吊り荷やロープを画像処理して振れ角度を算出する方法などが考えられた。しかし、旋回式クレーンは長大なブーム先端に吊りロープの支点があるため、ブームの振動や使用環境の過酷さなどが障害となり実用に至っていないのが現状である。ここで提案する振れ角センサは、吊り荷ロープが動揺した時にロープの引張方向が変動することに着目し、これによるブームの曲げモーメントから吊り荷の振れ角を求める。ここでは、吊り荷振れ角を求める方法、および実験結果を

示す。

第3章では、実機旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置と、クレーン機体および吊り荷挙動をコンピュータシミュレーションするための解析モデルを示す。吊り荷振れ止め制御システムを検証するにあたり、実際にクレーンを操縦し、操作性と吊り荷振れ止め制御成績を調査する必要があるが、実機クレーンを用いた実験は危険を伴うと共に、実験結果の再現性および装置が大がかりになるなどの問題がある。このため、旋回式クレーン実機の性能を類推できる大きさと構造を持ち、クレーンの一般的な作業である旋回、ブーム起伏、吊りロープ巻上げ動作ができる実験装置を作成し、第4～7章の実験に使用する。また、解析モデルにより、実機クレーンおよびモデル実験装置が目標とする作業を実施したときの吊り荷および機体挙動がシミュレーションでき、制御システムの設計および制御パラメータのチューニングに利用する。

第4章では、旋回式クレーンの旋回振れ止め制御について検討した。まず、最適レギュレータ理論⁽²³⁾を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法と、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルにより検討した。

第5章では、第4章と同様な旋回式クレーンの旋回振れ止め制御において、ファジィ理論を用いた振れ止め制御手法を示す。最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御では、制御に要する計算時間が短いため、比較的 low performance プロセッサでも演算が可能であるが、作業条件が変化すると、そのたびにフィードバックゲインの調整が必要となり、これらのパラメータを事前に求めるための複雑な手続きが必要であった。このため、制御則が理解しやすく、経験に基づいたチューニングが容易であるファジィ理論を適用し、操縦者の好みに合わせた制御特性変更の容易さを実現させた。また、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実

験装置および解析モデルにより検討した。

第6章では、旋回式クレーンがブーム起伏作業をするときの振れ止め制御について検討した。まず、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法と、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルにより検討した。ブーム起伏作業は吊り荷の地上高さが変動するため、吊りロープ巻上げ操作を同時に行う条件についても検証した。

第7章では、第6章と同様に、旋回式クレーンのブーム起伏作業を対象とし、ファジィ理論を用いた振れ止め制御手法を示した。また、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルにより検討した。

第8章では、研究した旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御について総括している。

第1章の参考文献

- (1) 長塚源三・本田早苗, 実用クレーン便覧, 産業図書, (1986), 1-10
- (2) クレーン等の災害事例とその対策, 省労働基準局安全衛生部安全課監修
- (3) 澤村勲・林憲彦・吉松英昭・福島弘一, ラフテレーンクレーンの転倒防止装置の開発, R&D 神戸製鋼技報/Vol.42, (1992), 95-98
- (4) クレーン等安全規則, 日本クレーン協会
- (5) 伊藤広, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第1報, 旋回運動の理論的説明), 日本機械学会論文集, 42-355, (1976), 738-746
- (6) 伊藤広・仙田悦弘, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第2報, 旋回運動の実験的検討), 日本機械学会論文集, 42-358, (1976), 1718-1726
- (7) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した旋回運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, 60-572, C(1994), 1262-1269
- (8) 日野順市・角谷直也・芳村敏夫・坂井敬通, 部分構造合成法によるトラッククレーンの旋回運動時の振動制御, 日本機械学会論文集, 60-596, C(1994), 24-29
- (9) 頭井洋・井上喜雄・井村章夫・藤川猛, リンク構造のシミュレーションに関する研究 (第1報, 弾性振動を含む大変位要素の振動解析), 日本機械学会論文集, 52-483, C(1986), 2814-2821
- (10) 土屋輝雄・伊藤公嗣, 旋回式クレーンの荷物の振れ止め制御, 計測と制御, 13-10, (1974), 797-805
- (11) 山崎信二・伊藤隆文・久村富持, ジブクレーンの制御に関する研究, 計測自動制御学会論文集, 15-6, (1979), 826-832
- (12) 日野順市・藤田邦彦・芳村敏夫, 旋回および起伏操作時のトラッククレーンの吊り荷のファジィ制御, 日本機械学会論文集, 64-626, (1998), 3798-3804
- (13) 伊藤広・仙田悦弘・藤本秀樹, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第4報, ブーム起伏時などの場合), 日本機械学会論文集, 44-372, (1978), 2893-2899
- (14) 伊藤広・長谷川光彦・多田博夫, 箱形ジブを装備したトラッククレーンの動特性に関

する研究 (第1報, つり荷巻上げ, およびジブ起伏運動の場合), 日本機械学会論文集, 52-475, C(1986), 885-893

- (15) 坂井敬通・荒川敏明・芳村敏夫・日野順市, トラッククレーンにおけるクレーン作業時の動特性に関する研究, 日本機械学会論文集, 58-550, C(1992), 1942-1949
- (16) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した起伏運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, 60-572, C(1994), 1270-1277
- (17) Jack C. Misake, A Look Automatic metal Pouring, Foundry MT, Feb.(1979), 26-40
- (18) I. Morishita・K. deguchi, Microcomputer Control of Overhead Travelling Cranes for Grab swing Suppression at the Goal Position, ACTA IMEKO, (1979), 403-410
- (19) 白井潤二・ほか7名, コンテナクレーンの振れ止め制御技術の実用化, 日本機械学会論文集, 59-561, C(1993), 1443-1447
- (20) 村田五雄・中島正道, コンテナクレーンの自動化, 日本機械学会論文集, 59-564, C(1993), 2401-2407
- (21) 佐久本正和・林亨, Fuzzy 制御のコンテナクレーン振れ止め制御システムへの適用, 日本機械学会論文集, 58-550, C(1992), 1792-1797
- (22) 兼重明宏・北岡敏民・宗利秀和・寺嶋一彦, 巻き上げ, カーブ軌道を有する天井クレーンの搬送制御, 日本機械学会論文集, 63-607, C(1997), 921-928
- (23) 有本卓, 線形システム論, 産業図書, (1974), 141-157

第2章

吊り荷振れ角センサ

2.1 概要

吊り荷の振れ止め制御を実現するにあたり、作業中の吊り荷の振れ角度を計測する必要がある。天井走行クレーンの吊り荷の位置検出では、ナトリウムランプやハロゲンランプ、レーザースキャンを光源とした画像処理技術に応用した装置^{(1)~(3)}、レーザ距離計を操作する方式の装置⁽⁴⁾などが実用化されている。旋回式クレーンにおいては、カメラなどをブーム先端に固定し、吊り荷やロープを画像処理して振れ角度を算出する方法、ブーム先端にポテンショメータなどを用いて振れ角度を直接測定する方法などが試みられてきたが、旋回式クレーンは長大なブーム先端に吊りロープの支点があるため、ブームの振動や使用環境の過酷さなどが障害となり実用に至っていないのが現状である。

ここで提案する振れ角センサは、吊り荷ロープが動揺した時にロープの引張方向が変動することに着目し、これによるブームの曲げモーメントをブーム側面に貼り付けたひずみゲージで測定する。ただし、この測定データにはブーム質量と弾性による影響や吊りロープの伸びなど、荷揺れ以外の振動情報が含まれる。しかしこれらの振動成分は、吊り荷の固有振動に比べ周波数が高いため、それらを取り除くために FIR デジタルフィルタ⁽⁵⁾を採用し、ひずみゲージ出力から荷揺れに同調した成分のみを抽出後、次節に示す変換方法を用いて吊り荷振れ角を求める。なお、FIR フィルタを選定した理由は、動作が安定しており、出力信号の時間遅れが事前に把握できるためである。

2.2 吊り荷振れ角の検出方法

2.2.1 旋回方向成分の検出

図 2.1 より、吊り荷が旋回方向に振り子運動をするとき、ひずみゲージ貼り付け位置に発生する荷揺れによる曲げモーメント M_ξ は下式で与えられる。

$$M_\xi = W \cos \theta \sin \theta_\phi L_g \approx \frac{1}{2} W L_g \sin 2\theta_\phi \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

ここで、 W は吊り荷重、 L_g は吊りロープ取付位置からひずみゲージ貼り付け位置までの距離、 θ は吊り荷ロープの振れ角、 θ_ϕ は振れ角の旋回方向成分である。旋回作業中のため、吊り荷の振れは主に旋回方向であり $\theta \approx \theta_\phi$ とする。したがって吊り荷振れ角センサ出力 θ_ϕ は下式となる。

$$\theta_\phi = \frac{1}{2} \sin^{-1} \frac{2 M_\xi}{W L_g} = \frac{1}{2} \sin^{-1} \frac{2 E \varepsilon Z}{W L_g} \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

ここで、 ε はブーム側板に曲げモーメントのみ検出するために 2 ゲージ法で貼り付けたひずみゲージ出力、 Z はひずみゲージ貼り付け部のブーム断面係数、 E はヤング率である。

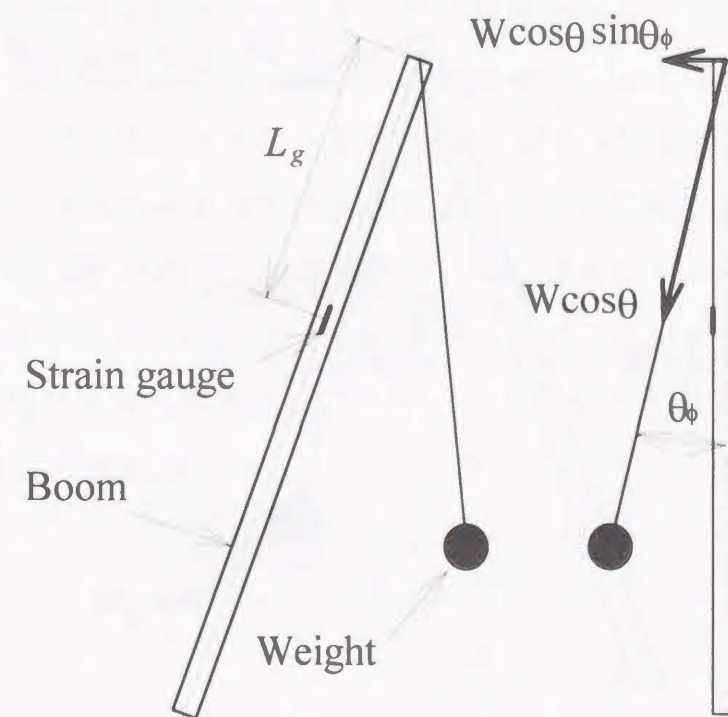


Fig.2.1 Sensor system of rotary crane

2.2.2 半径方向成分の検出

吊り荷ロープが半径方向に動揺した時にロープ張力の作用方向が変化し、ブームに加わる曲げモーメントもこれに影響される。この時の曲げモーメントをブーム上底面に貼り付けたひずみゲージで測定する。図 2.2 より、このときのひずみゲージ貼り付け位置に発生するロープ張力による曲げモーメント M_η は下式で与えられる。

$$\begin{aligned} M_\eta &= W \cos \theta \cos(\nu - \theta) L_g \\ &= \frac{W L_g}{2} \{ \cos(\nu - 2\theta) + \cos \nu \} \quad \dots\dots\dots (2.3) \end{aligned}$$

ここで、 W は吊り荷重、 ν ブーム起伏角度、 θ は吊り荷ロープの半径方向の振れ角、 L_g は吊りロープ取付位置からひずみゲージ張付け位置までの距離である。よって吊り荷振れ角センサー出力 θ は下式となる。

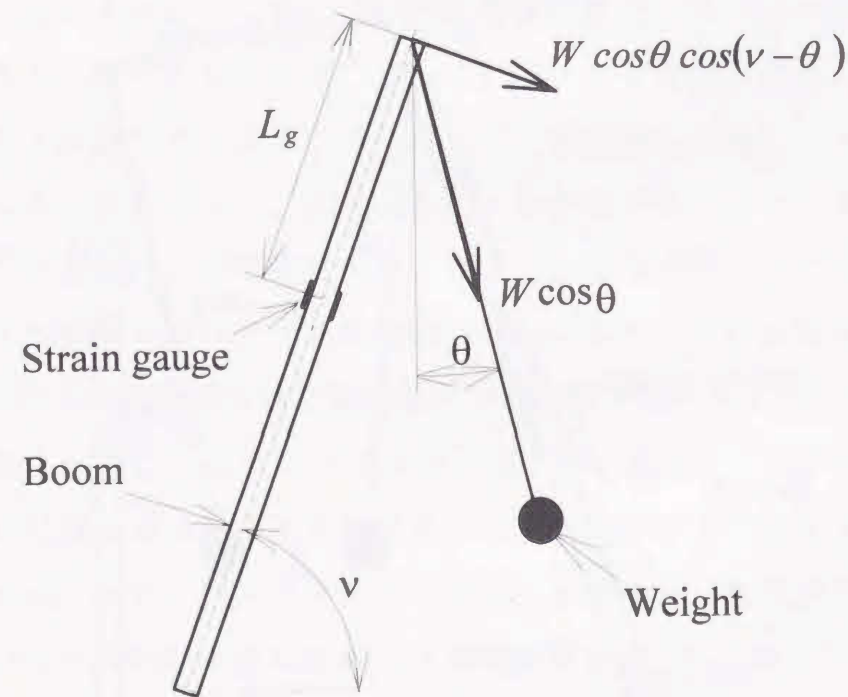


Fig.2.2 Sensor system of rotary crane

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{1}{2} \left\{ \nu - \cos^{-1} \left(\frac{2 M_\eta}{W L_g} - \cos \nu \right) \right\} \\ &= \frac{1}{2} \left\{ \nu - \cos^{-1} \left(\frac{2 E \varepsilon Z}{W L_g} - \cos \nu \right) \right\} \quad \dots\dots\dots (2.4) \end{aligned}$$

ここで、 ε はブーム上底面に 2 ゲージ法で貼り付けたひずみゲージ出力、 Z はひずみゲージ貼り付け部のブーム断面係数、 E はヤング率である。

2.3 実験結果

2.3.1 実機クレーンによる旋回方向成分の検出

旋回方向の振れ角センサ実験に使用したラフテレーンクレーンの仕様を表 2.1 に示す。表 2.2 に示すブーム長および作業半径、吊り荷重の実験条件において車体の左方に荷物を吊り上げ、吊り荷に旋回方向の初期揺れを発生させ、吊り荷動揺量を地面から直接ストロークインジケータで測定する。吊り荷振れ角を検出するためのひずみゲージは、図 2.3 に示すように、先端ブームに 3 カ所、基本ブームとブームフットに 3 カ所貼り付けた。ひずみ量は動ひずみ計を用いて採取し、測定条件はサンプリング周波数 50Hz、ゲインは G1~3 が 100 μ S/V、G4~6 が 200 μ S/V、カットオフ周波数 10Hz である。

図 2.4 にノイズの除去に使用した FIR フィルタの特性を示す。フィルタを設計するうえで、フィルタ次数を増加することにより急峻な遮断特性を得るが、出力信号の時間遅れが増加し、制御信号に用いる上で不利となる。ここではフィルタ次数 28 の線形位相 FIR フィルタ⁽⁵⁾を用い、サンプリング周期は 0.1 秒としている。吊り荷振れ角度はひずみゲージ出力から FIR フィルタでノイズ処理後、式(2.2)より求める。

Table 2.1 Parameters of rotary crane for experiment

Items	Values
Lifting capacity	68.6 kN
Boom length	4.9~17.7m
Boom type	5-stage telescopic type
Swing time	2.5 rpm

Table 2.2 Working condition

Test No.	Boom length [m]	Operating radius [m]	Tested load [kN] (Without hook)
1-00	21.2	8	0
1-05	21.2	8	4.9
2-00	17.7	8	0
2-05	17.7	8	4.9
2-10	17.7	8	9.8
3-00	14.5	7	0
3-05	14.5	7	4.9
3-10	14.5	7	9.8
4-00	11.3	5	0
4-05	11.3	5	4.9
4-10	11.3	5	9.8
5-00	4.9	3	0
5-05	4.9	3	4.9
5-10	4.9	3	9.8

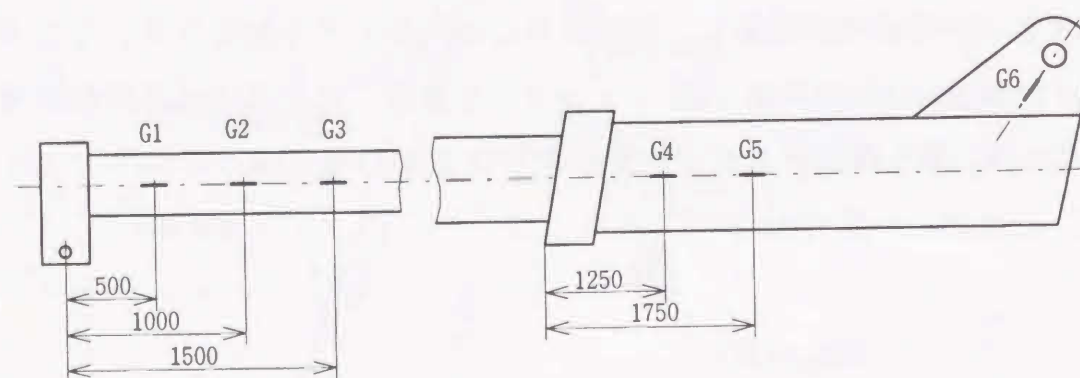


Fig2.3 Location of strain gauges

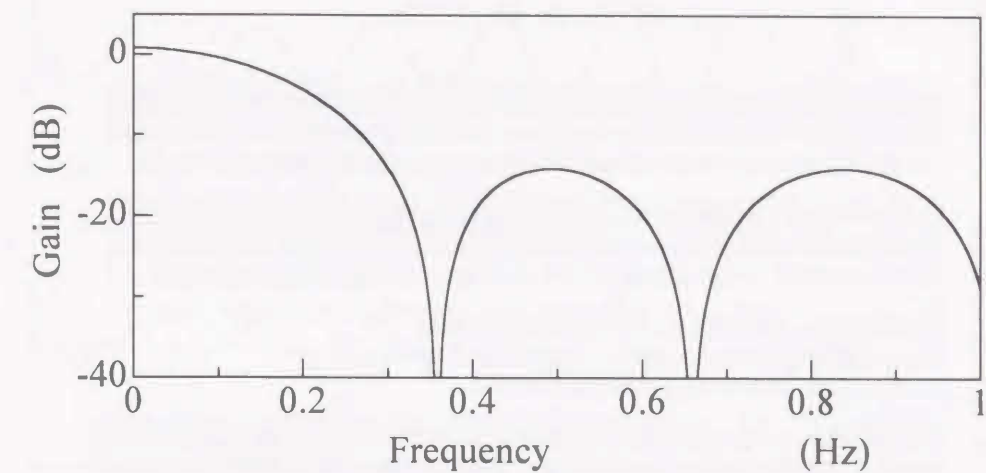


Fig.2.4 Frequency response of FIR filter

条件 2-10 における実験結果を図 2.5 に示す。吊り荷に片振幅約 2m の初期揺れを加え、その後放置した。ひずみゲージ出力 G1 の波形は吊り荷動揺量と類似した波形であり、0.12Hz の荷揺れ振動が支配的であるが、0.36Hz のブーム固有振動数成分も加わっている。式(2.2)より求めたセンサ出力は、フィルタを通過するため 1.4 秒（吊り荷周期に対し 1/6 周期）の時間遅れ t_d が生じるが、ノイズ成分は大幅に減少している。

この条件における吊り荷動揺量とひずみゲージ出力、センサ出力の関係を図 2.6 に示す。ひずみゲージ出力は吊り荷動揺量に対し、上述のノイズによりばらつきが存在するが、センサ出力は吊り荷動揺量に対し、ほぼ直線となっている。なお、吊り荷動揺量実測値との比較に用いたセンサ出力は 1.4 秒の時間遅れを補正している。

提案した吊り荷振れ角の検出方式は、ブームの曲げモーメントを計測するシステムのため、吊り荷重などの変動に性能が左右されると考えられる。このため、センサ出力と実際の動揺量の相関係数を比較し、表 2.1 に示す実験条件および図 2.3 に示すひずみゲージ位置の違いによる影響を調査した。実験結果を図 2.7 に示す。荷物を吊らずフックだけ（N0.の末尾が 00）の条件では相関係数が悪くなっているが、吊り荷を吊ることにより相関係数が向上している。

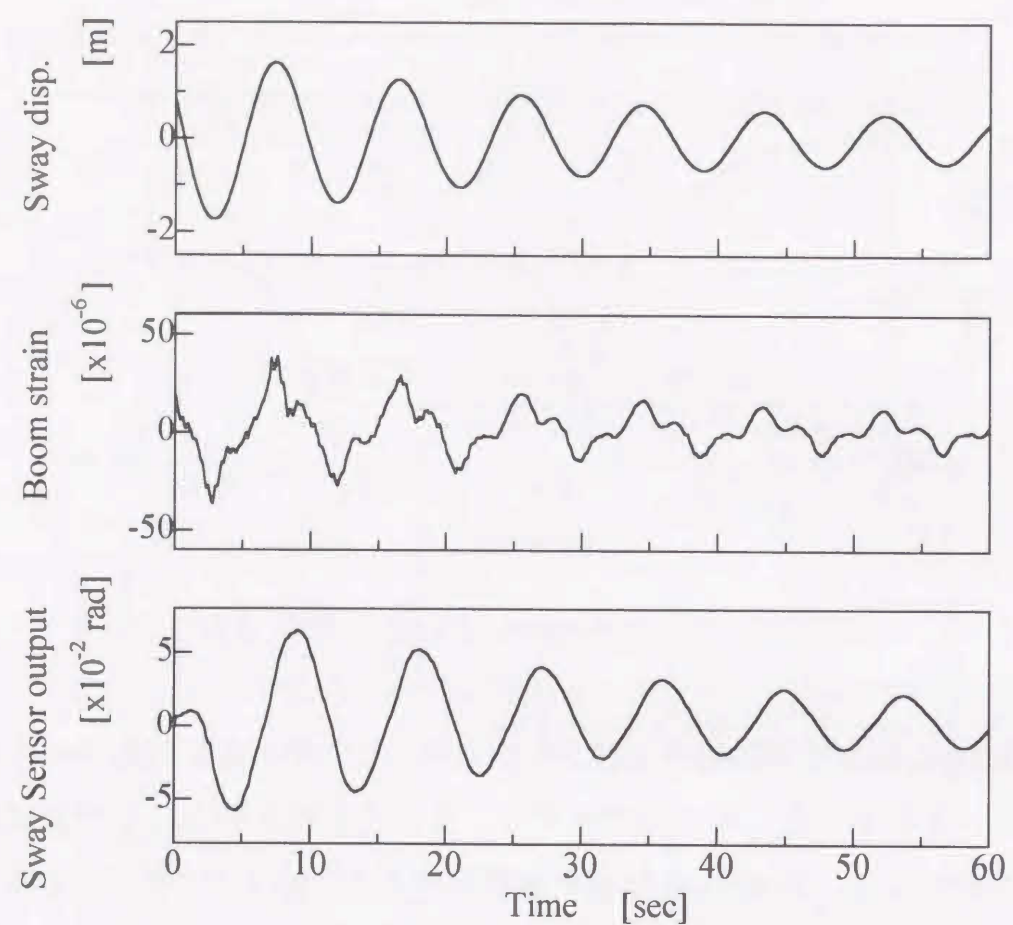


Fig.2.5 Dynamic responses subject to initial load sway

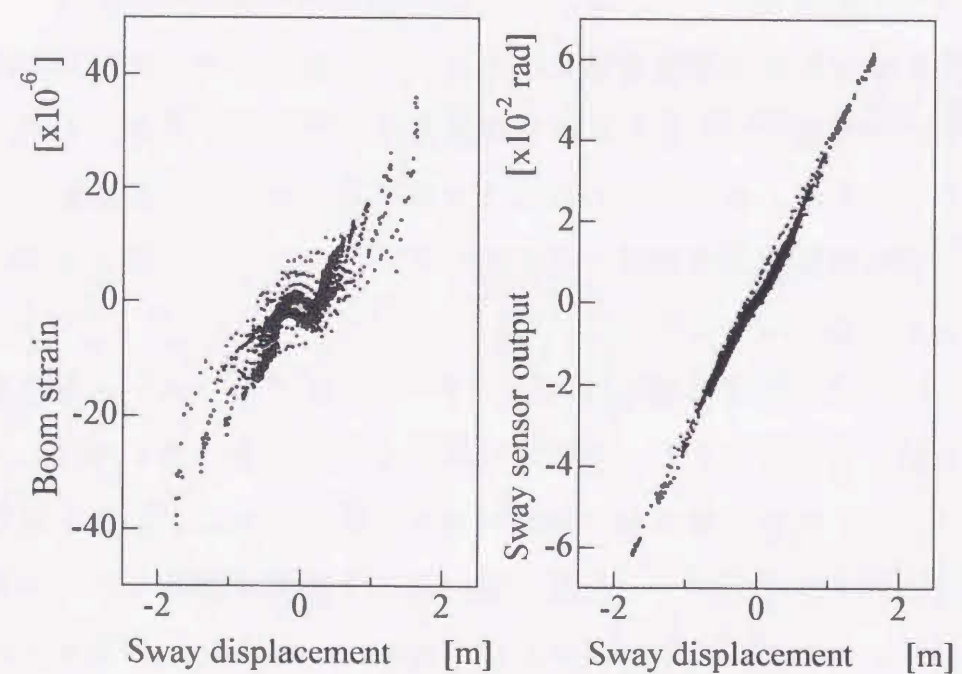


Fig.2.6 Relations of boom strain and sway angle vs. sway displacement

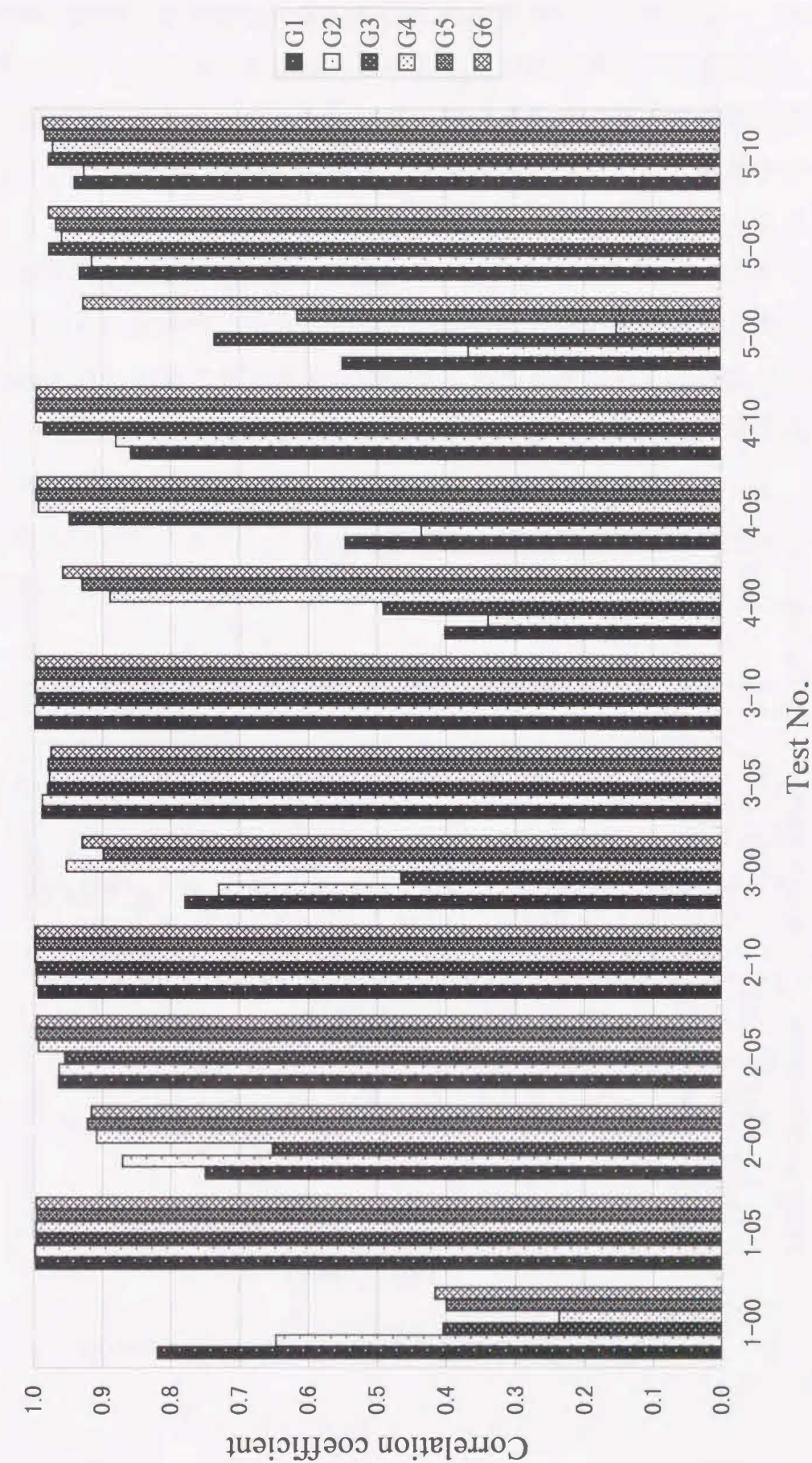


Fig. 2.7 Comparison of correlation coefficient

ひずみゲージ位置は、先端ブームより基本ブームの相関が良好であるが、荷物を吊った状態での差異は少ない。ブーム長が短くなることにより、先端ブームの相関が悪くなる傾向が見られた。これは、ラフテレンクレーンは伸縮式ブームが採用されており、ブーム長が短くなることにより先端ブームが2段目ブームの中に入るためである。

条件 2-10 による旋回動作を行ったときの実験結果を図 2.8 に示す。ひずみゲージ出力 G1 に高周波成分が含まれていることがわかるが、吊り荷、ブームの固有振動数は図 2.5 の場合と同一である。また、センサ出力も図 2.5 と同様に吊り荷の振れが抽出されている。

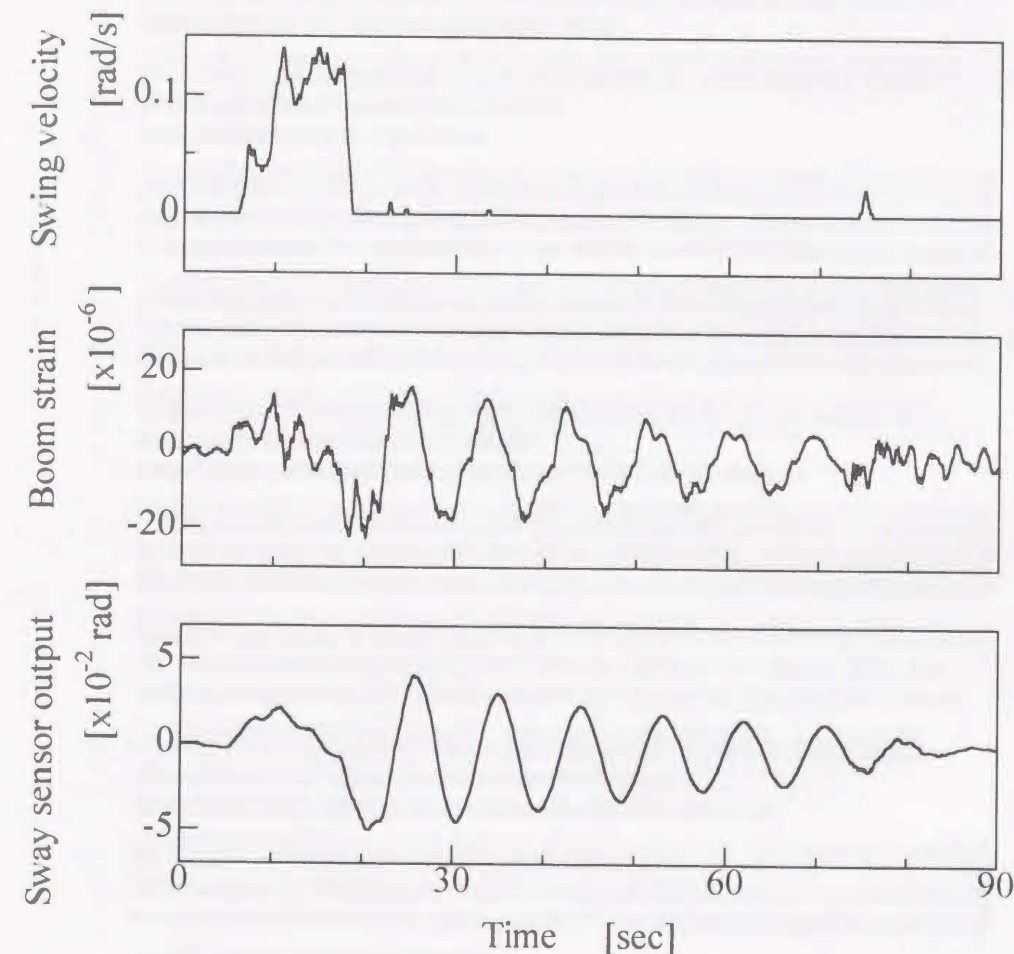


Fig.2.8 Dynamic responses in swing motion

2.3.2 モデル実験装置による半径方向成分の検出

次章に示すモデル実験装置を用い、ブーム起伏動作時に発生する半径方向の揺れを吊り荷に加えたときの振れ角センサの応答実験を行う。実験条件は、吊り荷質量 9.8N、ブーム起伏角度 1rad、ロープ長 2m とし、吊り荷を半径方向に揺れを与える。図 2.9 に実験に使用した FIR フィルタの周波数特性を示す。サンプリング周波数を 10Hz、フィルタ次数を 10 次とした。

実験結果を図 2.8 に示す。このときの吊り荷動揺量の振幅は 300mm である。吊り荷動揺角度はひずみゲージ出力を FIR フィルタでノイズ処理後、式(2.4)より求めた。ひずみゲージ出力は吊り荷動揺量と類似した波形であり、0.35Hz の荷揺れ振動が支配的であるが、2.3Hz のブーム固有振動数成分もこれに加わっている。補正後の出力は FIR フィルタによりノイズ成分は大幅に減少しており、遅れ時間は 0.5 秒である。

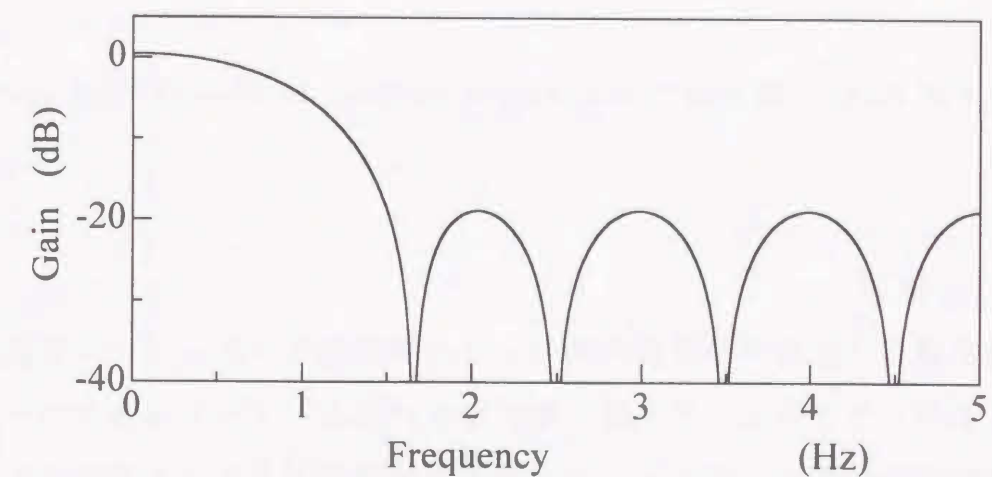


Fig.2.9 Frequency response of FIR filter

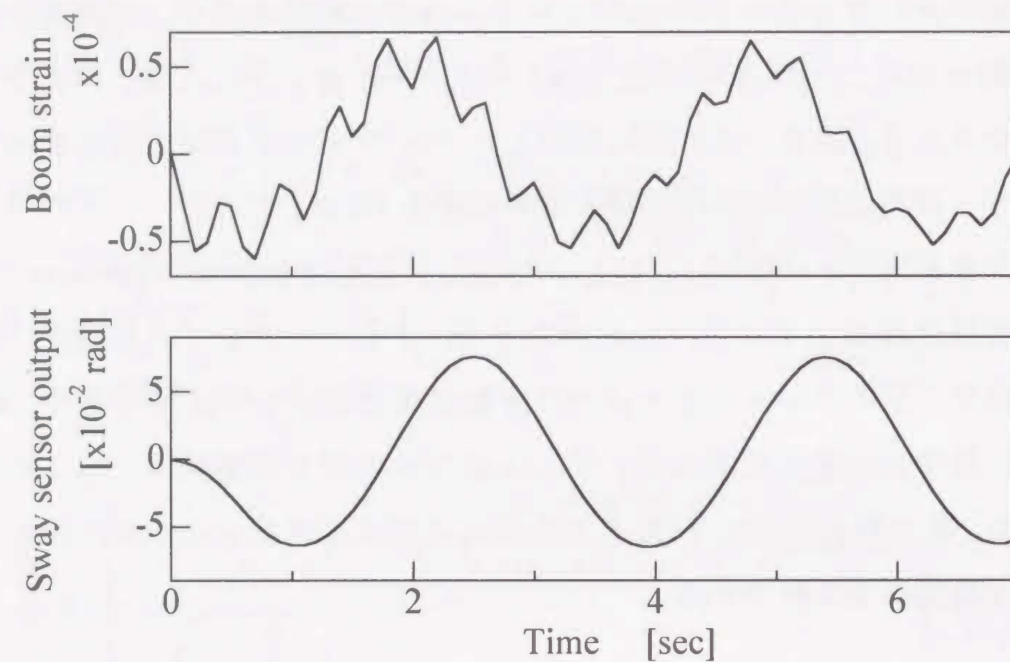


Fig.2.10 Dynamic responses subject to initial load sway

2.4 結言

実機に適用可能な吊り荷振れ角センサの検討を行った。ブーム側板および上底板に生じるひずみは、吊り荷の動揺成分に加え、ブームや吊りロープなどの固有振動成分が含まれている。吊り荷の動揺成分はその他の振動成分に比べ振動周波数は低くなっており、デジタルフィルタにより吊り荷の動揺成分が抽出が可能である。

本章では、旋回作業時に発生する旋回方向の吊り荷振れ角、およびブーム起伏作業時に発生する半径方向の吊り荷振れ角を、ブームひずみ量から検出するシステムを提案し、実機実験およびモデル実験装置により検証した。旋回方向の吊り荷振れ角検出実験において、定格荷重の50%程度の吊り荷重においても、十分な精度で吊り荷振れ角を抽出できることが解った。また、模型実験装置に

よるブーム起伏方向の振れ各検出においても、良好な結果が得られた。しかし、検出された吊り荷振れ角度はFIRフィルタによる時間遅れが含まれており、第4章以降に検討する振れ止め制御システムにおいて、この時間遅れを補正する必要がある。

第2章の参考文献

- (1) 吉田豊・赤嶺幸吉, クレーンの制御技術と今後の動向, クレーン, 25-11, (1987), 2-10
- (2) 星名博光・堀本孝治, 画像処理機能付自動天井クレーン, 産業機械, (1992-6), 41-43
- (3) 軸丸修一・赤崎広, 自動倉庫クレーン用熱延製品(コイル)位置検出装置の開発, 日本非破壊検査協会第7回産業における画像センシング技術シンポジウム講演論文集, (1992-7), 163-167
- (4) 西部邦彦・橋本修・山本治正・藤原直史, 自動クレーン用鉄鋼コイル位置認識装置の開発, 日本機械学会論文集, 64-627, (1998), 4256-4263
- (5) 三谷政昭, デジタルフィルタデザイン, (1987), 昭晃堂

第3章

モデル実験装置および解析モデル

3.1 概要

クレーンの操作は, 操縦者が吊り荷の動きや機体挙動を確認しながら操縦レバーの操作を行うマンーマシン系である。このため, 本研究では制御成績に加え, 操縦者の操作フィーリングの検証が重要となる。また, 実機クレーンを用いた実験は危険を伴うと共に, 実験結果の再現性および装置が大がかりとなるなどの問題から, 実機旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置を製作し, これによる吊り荷振れ止め制御システムの検証を行う。

モデル実験装置に加え, 解析モデルによる検討も行う。実機クレーンおよびモデル実験装置をコンピュータシミュレーションするための解析モデルを作成し, 第4～7章に示す制御システムと組み合わせることにより, 吊り荷および機体挙動と制御成績を解析可能とする。また, モデル実験装置による実験と併せて実施することにより, 制御システムの設計およびチューニングを容易に行えるようにすると共に, モデル実験装置と異なる機体諸元のクレーンへ振れ止め制御システムを適応させるときに, 本解析モデルを利用した制御系設計が可能となる。

3.2 モデル実験装置

3.2.1 概要

振れ止め制御実験に用いたモデル実験装置の全体および操作レバーの写真を図3.1, 3.2, 装置の概略図をに図3.3に示す。本装置は旋回式クレーン実機の性能を類推できる大きさと構造をもち, 代表的動作である旋回, ブーム起伏,

吊りロープ巻上げ動作をパーソナルコンピュータで制御できるシステムとした。旋回式クレーンではブームの弾性変形が運転操作に影響を及ぼすため^{(1)~(9)}、ブームは柔軟なアルミパイプとし、その付け根付近を実機同様に駆動装置で押し上げる構造とした。実験装置に使用したモータ諸元を表 3.1 に示す。ステッピングモータは応答性や高速性の面でサーボモータに劣るが、本装置では保持トルクが要求され、急激な応答性は実機クレーンの特性から不要である。

吊り荷振れ角の測定は、2章に示したひずみゲージ式吊り荷振れ角センサを用い、ブームの上下および左右側面中立軸上にひずみゲージを貼り、2ゲージ法で曲げモーメント成分を抽出し、FIR フィルタを用いて吊り荷振れ角成分のみを抽出する。

Table 3.1 Specification of motors

	Swing Motor	Hoisting Motor	Winch Motor
Model	ORIENTAL UPD596TG20-A	ORIENTAL UPD566LF-AM	ORIENTAL PH296-01
Type	5-PHASE Stepping Motor	5-PHASE Stepping Motor	2-PHASE Stepping Motor
Holding Force	5.88 N·m	68.6 N	0.58 N·m
Resolving Power	0.12°	0.22 mm	1.8°
Dreiver	ORIENTAL UDX5114	ORIENTAL UDX5107	ORIENTAL UD5115

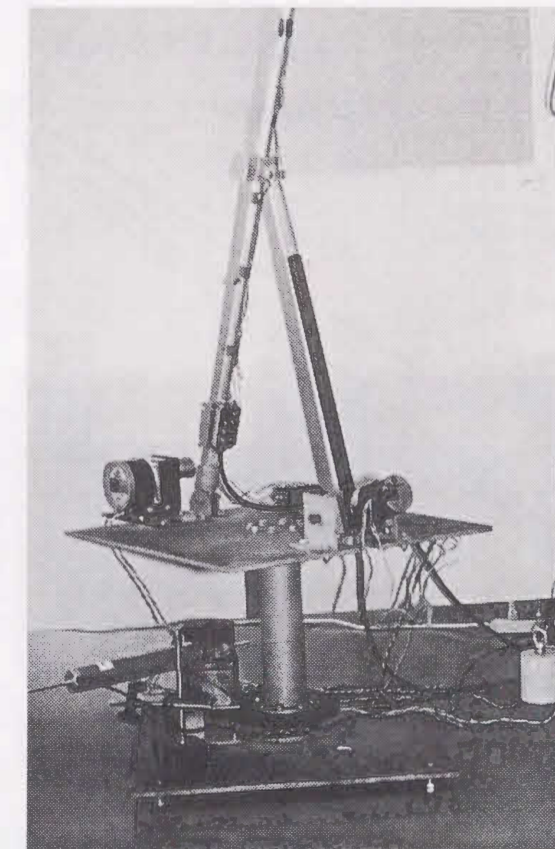


Fig.3.1 General view of experimental model

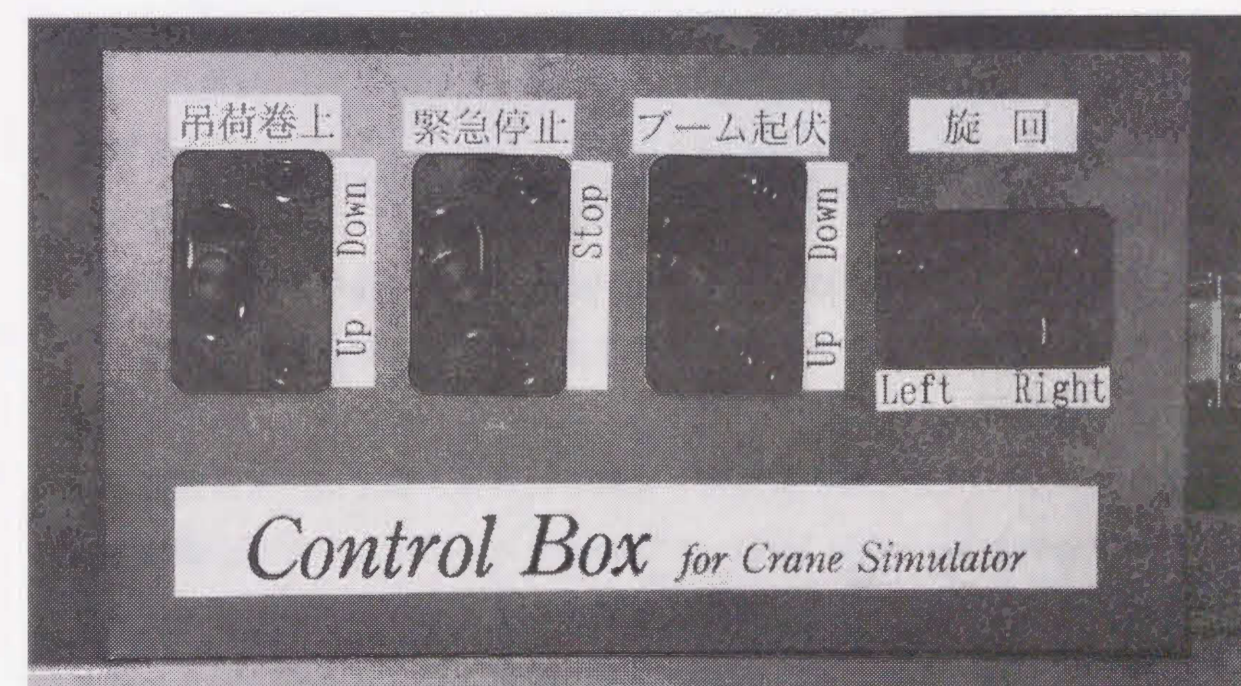


Fig.3.2 View of control lever

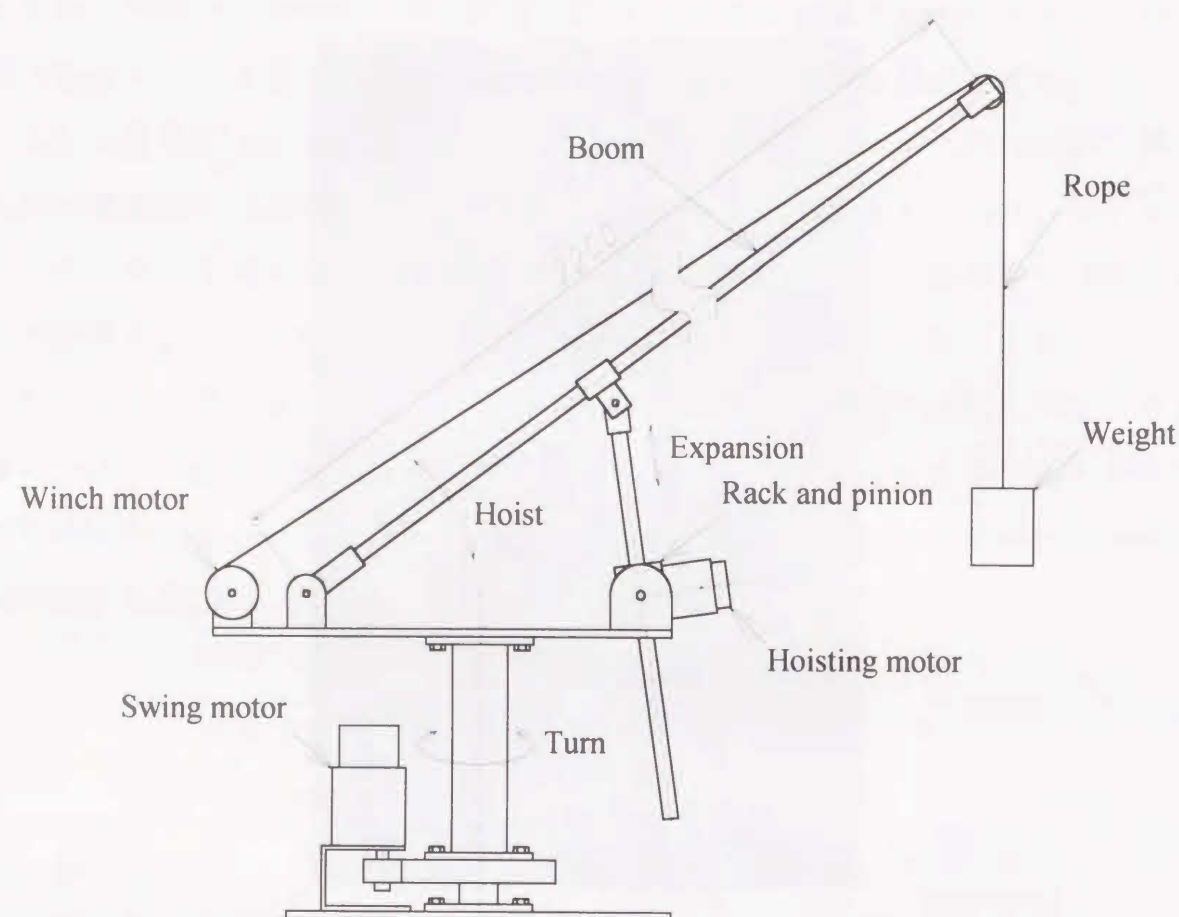


Fig. 3.3 Experimental apparatus of scale-down rotary crane

3.2.2 モーター駆動装置

ステッピングモータを駆動するためには、速度と回転方向を制御する信号を出力するインターフェイスボードが必要である。本研究では PC-9800 シリーズ用の拡張スロットで使用でき、ステッピングモータを同時に 3 軸制御可能なインターフェイスボードを作成した。外観写真、ボードブロック図を図 3.4、3.5 に示す。

ステッピングモータの回転速度に比例したパルス信号は、水晶発振子出力を LS8253 (Programmable Interval Timer) を用いてカウントし、指定したカウント数に応じて任意の周期でパルス信号を発生させる。この手法を用いることにより、パーソナルコンピュータの CPU 負荷を減少させることが可能となる。モーター回転方向の切り替えは、LS8255 (Programmable Peripheral

Interface) の B ポート出力を用いる。精密な位置決め用として、プログラムにより LS8255 の C ポート出力を H/L 切換してパルスを発生させ、これを LS8255 の A ポート信号と半導体スイッチ LS157 を用いて切り替える。

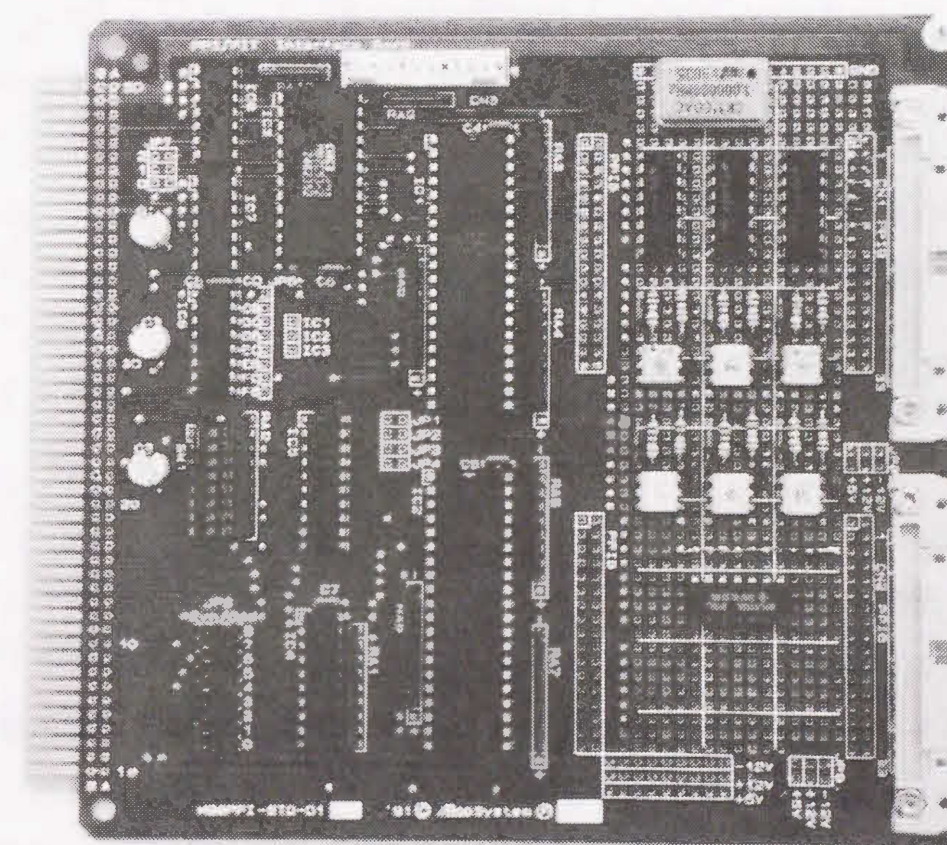


Fig. 3.4 General view of interface board

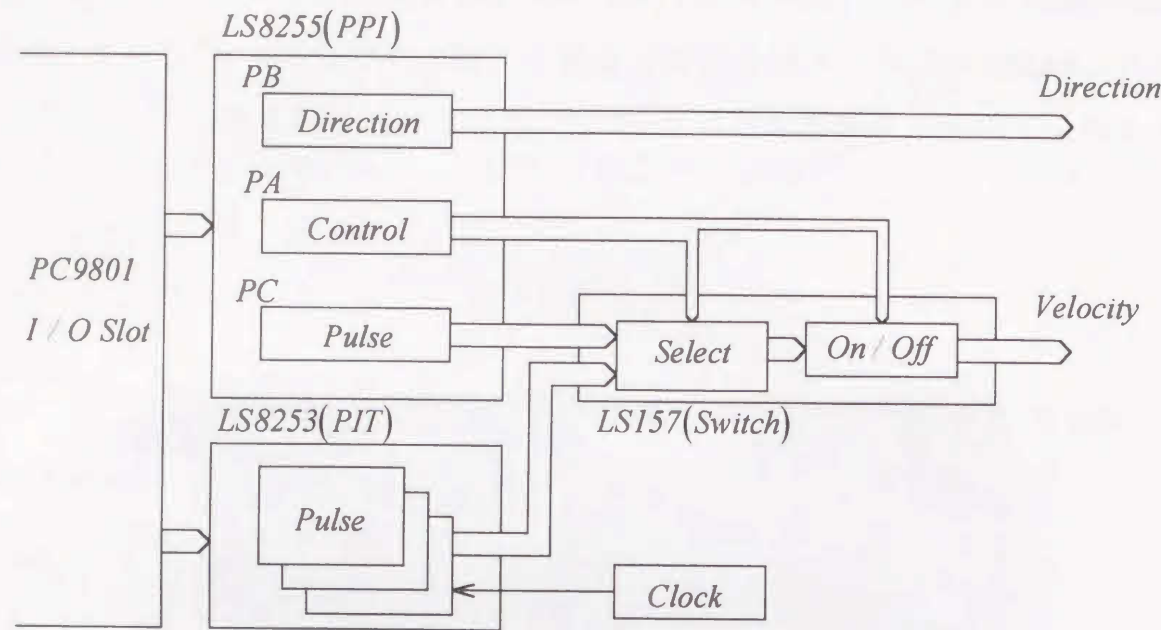


Fig. 3.5 Board block diagram

3.3 解析モデル

3.3.1 旋回操作時の解析モデル

旋回作業時の挙動をシミュレーションするため、図 3.6 に示す解析モデルを用いる。このモデルは、実機クレーンおよびモデル実験装置の吊り荷の揺動およびブームの一次固有振動を表現できるよう、ブームの曲げ剛性を考慮した集中質量系として扱い、ブームおよび吊りロープ質量は両端に分割し、ブーム先端質量 m_b 、吊り荷質量 m_w にまとめる。各質点の運動エネルギー、位置エネルギー算出に必要な質点の X, Y, Z 方向の位置は、以下のように表される。

ブーム先端質量 m_b の座標および速度は、

$$\left. \begin{aligned} X_b &= (L_b \cos v + \eta \sin v - L_f) \cos \phi + \zeta \sin \phi \\ Y_b &= (L_b \cos v + \eta \sin v - L_f) \sin \phi - \zeta \cos \phi \\ Z_b &= L_b \sin v - \eta \cos v \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_b &= -(L_b \cos v + \eta \sin v - L_f) \sin \phi \dot{\phi} + \dot{\zeta} \sin \phi + \zeta \cos \phi \dot{\phi} \\ &\quad + (-L_b \sin v \dot{v} + \dot{\eta} \sin v + \eta \cos v \dot{v}) \cos \phi \\ \dot{Y}_b &= (L_b \cos v + \eta \sin v - L_f) \cos \phi \dot{\phi} - \dot{\zeta} \cos \phi + \zeta \sin \phi \dot{\phi} \\ &\quad + (-L_b \sin v \dot{v} + \dot{\eta} \sin v + \eta \cos v \dot{v}) \sin \phi \\ \dot{Z}_b &= L_b \cos v \dot{v} - \dot{\eta} \cos v + \eta \sin v \dot{v} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.2)$$

となり、吊り荷質量 m_w の座標および速度は、

$$\left. \begin{aligned} X_w &= X_b + L_w \sin \theta \sin(\phi + \beta) \\ Y_w &= Y_b - L_w \sin \theta \cos(\phi + \beta) \\ Z_w &= Z_b - L_w \cos \theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.3)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_w &= \dot{X}_b + \dot{L}_w \sin \theta \sin(\phi + \beta) + L_w \cos \theta \dot{\theta} \sin(\phi + \beta) + L_w \sin \theta \cos(\phi + \beta) (\dot{\phi} + \dot{\beta}) \\ \dot{Y}_w &= \dot{Y}_b - \dot{L}_w \sin \theta \cos(\phi + \beta) - L_w \cos \theta \dot{\theta} \cos(\phi + \beta) + L_w \sin \theta \sin(\phi + \beta) (\dot{\phi} + \dot{\beta}) \\ \dot{Z}_w &= \dot{Z}_b - \dot{L}_w \cos \theta + L_w \sin \theta \dot{\theta} \end{aligned} \right\} (3.4)$$

となる。各質点の運動エネルギー T_b, T_w および位置エネルギー V_b, V_w を求めると、

$$\left. \begin{aligned} 2T_b &= m_b (\dot{X}_b^2 + \dot{Y}_b^2 + \dot{Z}_b^2) \\ 2T_w &= m_w (\dot{X}_w^2 + \dot{Y}_w^2 + \dot{Z}_w^2) \\ V_b &= m_b Z_b g \\ V_w &= m_w Z_w g \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.5)$$

となる。ブームの弾性歪エネルギー U_b を下式に示す。

$$2U_b = k_{b\eta} \eta^2 + k_{b\zeta} \zeta^2 \dots \dots \dots (3.6)$$

ここで、 $k_{b\eta}$ 、 $k_{b\zeta}$ は η 、 ζ 方向のブーム剛性である。ラグランジュの方程式⁽¹⁰⁾は、

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} + \frac{\partial U_b}{\partial q_j} = Q_j \dots \dots \dots (3.7)$$

($j=1,4$)

で与えられる。なお、ブームの減衰は小さいため無視する。ここで、 T は全運動エネルギー、 V は全位置エネルギー、 q_j は一般座標、 Q_j は一般力であり、

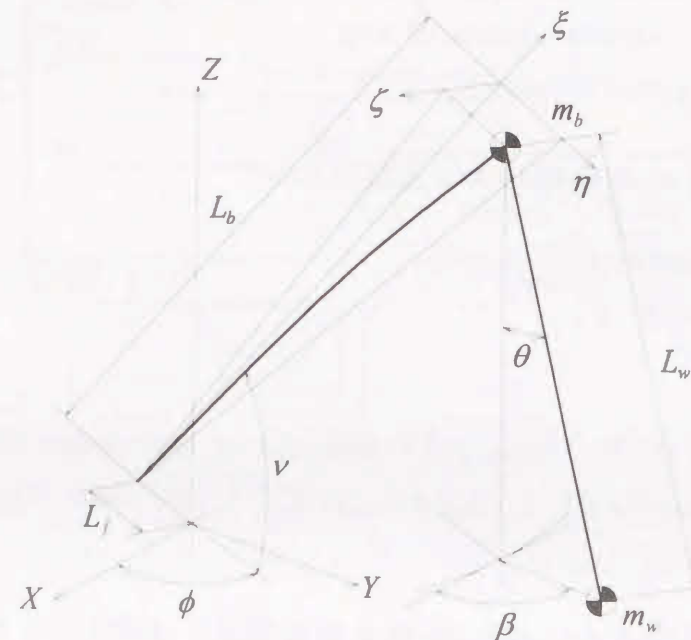


Fig. 3.6 Simulation model of scale-down rotary crane for swing operation

$$\left. \begin{aligned} T &= T_b + T_w \\ V &= V_b + V_w \\ \{q_j\} &= \{\eta, \zeta, \theta, \beta\}^T \\ \{Q_j\} &= \{0\}^T \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.8)$$

で表わされる。式(3.7)に式(3.8)を代入することにより、 q_j に関する非線形微分方程式が誘導でき、得られた式を q_j の二階微分項でまとめ、ベクトル・行列表示すると下式となり、左辺 A_{ij} は質量を表す定数、右辺 A_{i5} は $q_j, \dot{q}_j, \phi, \dot{\phi}, \ddot{\phi}$ などの関数となる。

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{15} \\ A_{25} \\ A_{35} \\ A_{45} \end{bmatrix} \dots \dots \dots (3.9)$$

式(3.9)の各要素はつぎのようになる。

$$\begin{aligned} A_{11} &= m_b + m_w \\ A_{12} &= 0 \\ A_{13} &= m_w L_w (\sin v \sin \beta \cos \theta - \cos v \sin \theta) \\ A_{14} &= m_w L_w \sin v \cos \beta \sin \theta \\ A_{15} &= m_w L_w \left\{ (\sin v \sin \beta \sin \theta - \cos v \cos \theta) \dot{\theta} - 2 \sin v \cos \beta \cos \theta \dot{\beta} \right\} \dot{\theta} \\ &\quad + \sin v \sin \beta \sin \theta \dot{\beta}^2 - K_{b\eta} \eta \\ &\quad + (m_b + m_w) \left\{ (-\zeta \ddot{\phi} - 2 \dot{\phi} \dot{\zeta} + LLM \dot{\phi}^2) \sin v + L_b \ddot{v} + \eta \dot{v}^2 g \cos v \right\} \\ &\quad + m_w L_w \sin v \left\{ -\cos \beta (\sin \theta \ddot{\phi} + 2 \cos \theta \dot{\theta} \dot{\phi}) + \sin \beta \sin \theta \dot{\phi} (\dot{\phi} + 2 \dot{\beta}) \right\} \\ A_{21} &= 0 \\ A_{22} &= m_b + m_w \\ A_{23} &= m_w L_w \cos \beta \cos \theta \\ A_{24} &= -m_w L_w \sin \beta \sin \theta \\ A_{25} &= (m_b + m_w) \left\{ LLM \ddot{\phi} + 2 \sin v \dot{\eta} \dot{\phi} + \zeta \dot{\phi}^2 - 2 LBM \dot{\phi} \dot{v} \right\} \\ &\quad + m_w L_w \left\{ \cos \beta \sin \theta (\dot{\theta}^2 + \dot{\beta}^2) + \sin \beta \sin \theta \dot{\beta} \dot{\theta} + \sin \beta \sin \theta \ddot{\phi} \right. \\ &\quad \left. + 2 \sin \beta \cos \theta \dot{\phi} \dot{\theta} + \cos \beta \sin \theta \dot{\phi} (\dot{\phi} + 2 \dot{\beta}) \right\} - K_{b\zeta} \zeta \\ A_{31} &= A_{13} \\ A_{32} &= A_{23} \\ A_{33} &= m_w L_w^2 \\ A_{34} &= 0 \\ A_{35} &= m_w L_w \left\{ L_w \sin \theta \cos \theta (\dot{\theta} + \dot{\beta})^2 + (LLM \cos \beta - \zeta \sin \beta) \cos \theta \ddot{\phi} - g \sin \theta \right. \\ &\quad \left. + \left\{ (LLM \sin \beta + \zeta \cos \beta) \dot{\phi} + 2 (\sin v \cos \beta \dot{\eta} - \sin \beta \dot{\zeta}) \right\} \cos \theta \dot{\phi} \right\} \\ &\quad + m_w L_w \left\{ -2 (\cos v \sin \beta \cos \theta + \sin v \sin \theta) \dot{\eta} + 2 LBM \cos \beta \cos \theta \dot{\phi} \right. \\ &\quad \left. - (LBM \sin \theta + LMN \sin \beta \cos \theta) \dot{v} \right\} \dot{v} - (LMN \sin \theta - LBM \sin \beta \cos \theta) \ddot{v} \\ A_{41} &= A_{14} \\ A_{42} &= A_{24} \\ A_{43} &= A_{34} \\ A_{44} &= m_w L_w^2 \sin^2 \theta \\ A_{45} &= m_w L_w \sin \theta \left\{ (LLM \cos \beta - \zeta \sin \beta) \dot{\phi}^2 - 2 L_w (\dot{\phi} + \dot{\beta}) \cos \theta \dot{\theta} \right. \\ &\quad \left. - (L_w \sin \theta + LLM \sin \beta + \zeta \cos \beta) \ddot{\phi} - 2 \sin v \sin \beta \dot{\eta} \dot{\phi} - 2 \cos \beta \dot{\zeta} \dot{\phi} \right. \\ &\quad \left. + (2 LBM \sin \beta \dot{\phi} - 2 \cos v \cos \beta \dot{\eta} + LNM \cos \beta \dot{v}) \dot{v} + LBM \cos \beta \ddot{v} \right\} \end{aligned} \dots \dots \dots (3.10)$$

式(3.10)の各要素はつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} LLM &= (L_w \cos v + \eta \sin v - L_f) \\ LBM &= (L_w \sin v - \eta \cos v) \\ LNM &= (L_w \cos v + \eta \sin v) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.11)$$

式(3.9)を解くにあたっては、掃き出し法とルンゲ・クッタ・ギル法⁽¹⁰⁾による数値解析を行う。通常の旋回動作では、旋回角度 ϕ 、旋回角速度 $\dot{\phi}$ 、旋回角加速度 $\ddot{\phi}$ を既知の時間関数 $\phi_r, \dot{\phi}_r, \ddot{\phi}_r$ として与えるが、第4章、第6章に示す制御システムの理論解析においては、制御出力 $\phi_o, \dot{\phi}_o, \ddot{\phi}_o$ を与える。

3.3.2 ブーム起伏作業時の解析モデル

ブーム起伏作業時の解析モデルを図3.7に示す。ブームの一次固有振動および吊り荷の揺動を表現できるよう、ブームの曲げ剛性を考慮した集中質量系として扱い、ブームおよび吊りロープ質量は両端に分割し、ブーム先端質量 m_b 、吊り荷質量 m_w にまとめ、その運動エネルギー、位置エネルギー算出に必要な質点の X, Z 方向の位置は図より以下のように表される。なお、各質点の速度は位置を時間で微分して求める事ができる。

ブーム先端質量 m_b の座標および速度は、

$$\left. \begin{aligned} X_b &= L_b \cos v + \eta \sin v - L_f \\ Z_b &= L_b \sin v - \eta \cos v \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.12)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_b &= -L_b \sin v \dot{v} + \dot{\eta} \sin v + \eta \cos v \dot{v} \\ \dot{Z}_b &= L_b \cos v \dot{v} - \dot{\eta} \cos v + \eta \sin v \dot{v} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.13)$$

となり、吊り荷質量 m_w の座標および速度は、

$$\left. \begin{aligned} X_w &= X_b + L_w \sin \theta \\ Z_w &= Z_b - L_w \cos \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.14)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{X}_w &= \dot{X}_b + \dot{L}_w \sin \theta + L_w \cos \theta \dot{\theta} \\ \dot{Z}_w &= \dot{Z}_b - \dot{L}_w \cos \theta + L_w \sin \theta \dot{\theta} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.15)$$

となる。各質点の運動エネルギー T_b, T_w および位置エネルギー V_b, V_w を求めると、

$$\left. \begin{aligned} 2T_b &= m_b (\dot{X}_b^2 + \dot{Z}_b^2) \\ 2T_w &= m_w (\dot{X}_w^2 + \dot{Z}_w^2) \\ V_b &= m_b Z_b g \\ V_w &= m_w Z_w g \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.16)$$

となる。ブームの弾性ひずみエネルギー U_b を下式に示す。

$$2U_b = k_{b\eta} \eta^2 \dots\dots\dots (3.17)$$

ここで、 $k_{b\eta}$ は η 方向のブーム剛性である。ラグランジュの方程式⁽¹⁰⁾は、

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} + \frac{\partial U_b}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1,2) \dots\dots\dots (3.18)$$

で与えられる。ここで、 T は全運動エネルギー、 V は全位置エネルギー、 q_j は一般座標、 Q_j は一般力であり

$$\left. \begin{aligned} T &= T_b + T_w \\ V &= V_b + V_w \\ \{q_j\} &= \{\eta, \theta\}^T \\ \{Q_j\} &= \{0\}^T \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.19)$$

で表わされる。式(3.18)に式(3.19)を代入することにより、 q_j に関する非線形微分方程式が誘導でき、得られた式を q_j の二階微分項でまとめ、ベクトル・行列表示すると下式となる。

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{13} \\ A_{23} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (3.20)$$

式(3.20)の各要素はつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned}
A_{11} &= m_b + m_w \\
A_{12} &= m_w L_w \sin(\nu - \theta) \\
A_{13} &= (m_b + m_w) \{ L_b \ddot{\nu} + \eta \dot{\nu}^2 + g \cos \nu \} - m_w \{ (\ddot{L}_w - L_w \dot{\theta}^2) \cos(\nu - \theta) + 2 \dot{L}_w \dot{\theta} \sin(\nu - \theta) \} \\
&\quad - k_{h\eta} \eta \\
A_{21} &= A_{12} \\
A_{22} &= m_w L_w^2 \\
A_{23} &= m_w L_w [\{ L_b \sin(\nu - \theta) - \eta \cos(\nu - \theta) \} \ddot{\nu} - 2 \dot{\eta} \dot{\nu} \cos(\nu - \theta) - 2 \dot{L}_w \dot{\theta} \\
&\quad + \{ L_b \cos(\nu - \theta) + \eta \sin(\nu - \theta) \} \dot{\nu}^2 + g \sin \theta]
\end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (3.21)$$

式(3.20)は、掃き出し法とルンゲ・クッタ・ギル法⁽¹⁰⁾による数値解析で応答が求められる。振れ止め制御を行わないブーム起伏動作の場合は、起伏角度 ν 、起伏角速度 $\dot{\nu}$ 、起伏角加速度 $\ddot{\nu}$ を既知の時間関数として与え、第5章、第7章に示すに示す制御システムの理論解析においては、制御出力 $\nu_o, \dot{\nu}_o, \ddot{\nu}_o$ を与える。

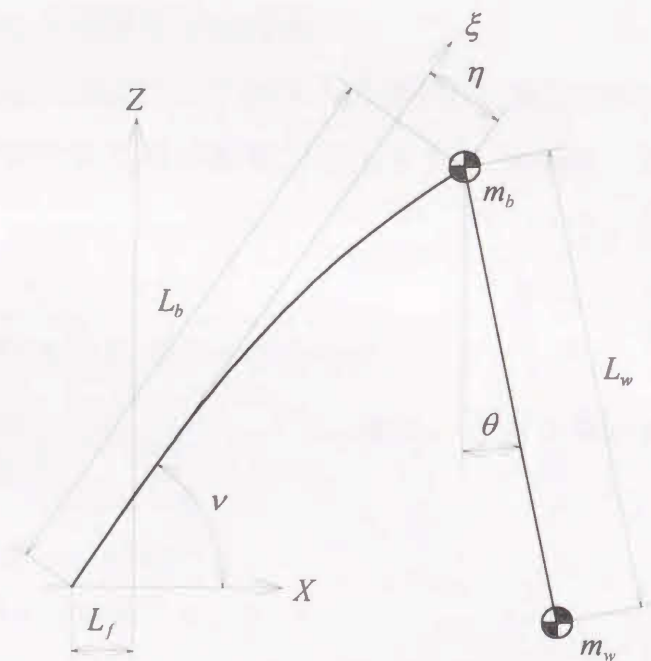


Fig. 3.7 Simulation model of scale-down rotary crane for boom hoisting operation

第3章の参考文献

- (1) 伊藤広, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第1報, 旋回運動の理論的解明), 日本機械学会論文集, **42**-355, (1976), 738-746
- (2) 伊藤広・仙田悦弘, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第2報, 旋回運動の実験的検討), 日本機械学会論文集, **42**-358, (1976), 1718-1726
- (3) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した旋回運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, **60**-572, C(1994), 1262-1269
- (4) 日野順市・角谷直也・芳村敏夫・坂井敬通, 部分構造合成法によるトラッククレーンの旋回運動時の振動制御, 日本機械学会論文集, **60**-596, C(1994), 24-29
- (5) 頭井洋・井上喜雄・井村章夫・藤川猛, リンク構造のシミュレーションに関する研究 (第1報, 弾性振動を含む大変位要素の振動解析), 日本機械学会論文集, **52**-483, C(1986), 2814-2821
- (6) 日野順市・藤田邦彦・芳村敏夫, 旋回および起伏操作時のトラッククレーンの吊り荷のファジィ制御, 日本機械学会論文集, **64**-626, (1998), 3798-3804
- (7) 伊藤広・仙田悦弘・藤本秀樹, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第4報, ブーム起伏時などの場合), 日本機械学会論文集, **44**-372, (1978), 2893-2899
- (8) 伊藤広・長谷川光彦・多田博夫, 箱形ジブを装備したトラッククレーンの動特性に関する研究 (第1報, つり荷巻上げ, およびジブ起伏運動の場合), 日本機械学会論文集, **52**-475, C(1986), 885-893
- (9) 坂井敬通・荒川敏明・芳村敏夫・日野順市, トラッククレーンにおけるクレーン作業時の動特性に関する研究, 日本機械学会論文集, **58**-550, C(1992), 1942-1949
- (10) 芳村敏夫・横山隆・日野順市, 基礎振動工学, 共立出版株式会社, (1992), 85

第4章

最適レギュレータ理論による旋回振れ止め制御

4.1 緒言

旋回式クレーンの作業環境は多枝に渡り、安全かつ迅速なクレーン作業は操縦者の経験や勘に頼るところが大きい。しかし近年クレーン操縦者の高齢化が進み、経験の浅い操縦者でも安全に運転できるシステムが望まれている。

安全にクレーンの操作を行うには、吊り荷の振れをおさえることが重要である。旋回式クレーンの旋回運動を対象とした吊り荷の動特性に関する研究は多数報告され^{(1)~(5)}、実機の動特性を精度よくシミュレーションできるようになっているが、振れ止めに関する報告は荷揺れが最小となる最適軌道を求め、これに追従させる研究^{(6)~(7)}が報告されているほかはあまり見あたらない。一方、天井走行クレーンで代表される並進式クレーンの吊り荷振れ止め制御技術については古くから研究されており、おもに振れ止め最短時間制御解を示しこれを実験で検証したもの、および最適レギュレータを構成し、あらかじめ求めておいた最適振れ止め軌道に追従するように状態をフィードバックさせたものが一般的である^{(8)~(13)}。しかし、これらの問題で扱っているクレーン作業は吊り荷の移動経路を事前に与える必要があり、設備式クレーンの特定の作業には有効であるが、ラフテレーンクレーンで代表される移動式クレーンではその作業現場や作業内容は多枝に渡るため、あらかじめ作業内容を制御装置に入力するのは困難である。したがって、操縦者が通常の運転作業と同様に操作レバーで任意の運転操作を行っている場合においても制御装置が常に振れ止め制御を行い、操縦者は吊り荷の振れ止め操作に神経を使う必要がなく、しかも運転操作フィードバックに優れた制御システムの開発が望まれている。

そこで、本章では旋回式クレーンが旋回単独作業を行うときの振れ止め制御について検討する。吊り荷振れ角は、第2章で提案したひずみゲージとFIRフィルタを用いた測定手法を用い、最適レギュレータ理論⁽¹¹⁾を用いた状態フィードバック制御による旋回振れ止め制御手法を提案した。このとき、吊り荷振れ角データーはFIRフィルタによる時間遅れが生じており、フィードバックゲインを調整することにより遅れ時間の補正が可能なことを示した。また、本制御手法を検証するため、第3章に示すモデル実験装置および解析モデルを用いて制御成績を検討した。

4.2 振れ止め制御システム

4.2.1 振れ止め制御システムの構成

旋回動作中の振れ止め制御システムを最適レギュレータ理論により設計する上で、図4.1に示す直線走行時の振り子系に低次元化する。ここで、吊り荷振れ角の検出時にブームの固有振動成分をフィルタで除去するため、この場合においてもブームの固有振動モードは無視し、吊り荷ロープの支点速度は旋回角速度に作業半径を乗じたものとする。このモデルに基づいて状態方程式を導く。図4.2に振れ止め制御システムを示す。制御量は旋回角度 ϕ 、同角速度 $\dot{\phi}$ 、吊り荷振れ角度の旋回方向成分 θ_ϕ 、同角速度 $\dot{\theta}_\phi$ であり、操作量 δu は旋回角加速度 $\ddot{\phi}$ である。旋回角度偏差 $\delta\phi$ 、角速度偏差 $\delta\dot{\phi}$ は計測値 $\phi, \dot{\phi}$ とコントロールレバーから出力される目標旋回角速度 $\dot{\phi}_r$ 、これを積分して求めた目標旋回角 ϕ_r との偏差を用い、吊り荷振れ角、角速度の目標値は零とする。

上述の条件により、目標値に対する微小変動量を次に示す状態変数とする。

$$\delta \mathbf{x} = \{ \delta\phi, \delta\dot{\phi}, \theta_\phi, \dot{\theta}_\phi \}^T \dots\dots\dots (4.1)$$

このとき、 $\delta \mathbf{x}$ を状態ベクトル、 δu を操作量とする状態方程式は次式となる。

$$\delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \delta \mathbf{x} + \mathbf{B} \delta u \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで各項は次式となる。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -g/L_w & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ R_w/L_w \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4.3)$$

最適レギュータ理論により最適な δu は、次の評価関数を最小にするよう決定することができる。

$$J = \int_0^\infty (\delta x^T Q \delta x + R \delta u^2) dt \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

ここで、重み行列 Q, R は実験結果およびシミュレーション結果を見ながら、制御系が安定している範囲で吊り荷挙動と運転操作量が小さくなるように、試行錯誤的に求める。また、 δx のすべての状態変数が測定できるものとする。

よって旋回角加速度 $\ddot{\phi}$ のモータ指令出力は

$$\begin{aligned} \delta u &= -K \delta x \\ &= -k_1 \delta \phi - k_2 \delta \dot{\phi} - k_3 \delta \theta_\phi - k_4 \delta \dot{\theta}_\phi \quad \dots\dots\dots (4.5) \end{aligned}$$

で与えられる。ここで K はフィードバックゲイン行列である。クレーン作業中において式(4.3)に含まれるロープ長 L_w 、作業半径 R_w は作業状況により変化するため、 K は吊り荷ロープ長、作業半径をパラメータとする可変ゲイン系で扱わねばならない。

4.2.2 吊り荷振れ角データの補正

吊り荷振れ角はブームのひずみゲージ出力を FIR フィルタを用いて抽出し、式(2.2)へ代入する。なお、フィルタ特性は吊り荷ロープ長が変わると固有振動数に影響するため、フィルタの遮断特性をこれに対応できるように連動させる必要がある。第2章より、吊り荷振れ各センサ出力は FIR フィルタの時間遅れを含むが、前項の制御系設計時には考慮していない。フィルタ特性を含めた制御系設計手法の報告⁽¹⁵⁾もなされているが、本章では、フィードバックゲインを調整することにより時間遅れを補正する手法を提案する。

荷揺れ周期はロープ長より推定可能であり、このモードに対する位相遅れを

フィードバックゲインに考慮することにより、データの時間遅れを補正可能である。クレーン作業中、吊り荷は吊りロープ長から算出される固有振動数 ω で揺動する。これが持続する条件下において、フィルタの時間遅れ t_d が存在しても操作量が同一となるようにゲイン k_3, k_4 を調整する。吊り荷振動が $A \sin \omega t$ で持続する場合、フィルタ通過後の出力は $A \sin \omega(t - t_d)$ となる。荷振れに対する操作量は、時間遅れがない場合は

$$\delta u' = -k_3 A \sin \omega t - k_4 A \omega \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (4.6)$$

となり、 t_d が存在する場合は

$$\delta u' = -k'_3 A \sin \omega(t - t_d) - k'_4 A \omega \cos \omega(t - t_d) \quad \dots\dots\dots (4.7)$$

となる。式(4.6) = 式(4.7)より k'_3, k'_4 を次式のように求め、 t_d が存在する場合のフィードバックゲインとする。

$$\left. \begin{aligned} k'_3 &= k_3 \cos \omega t - k_4 \sin \omega t \\ k'_4 &= (k_3 \sin \omega t + k_4 \cos \omega t) / \omega \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (4.8)$$

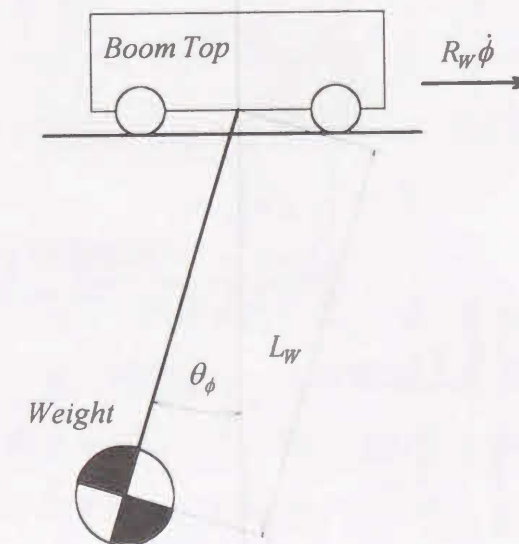


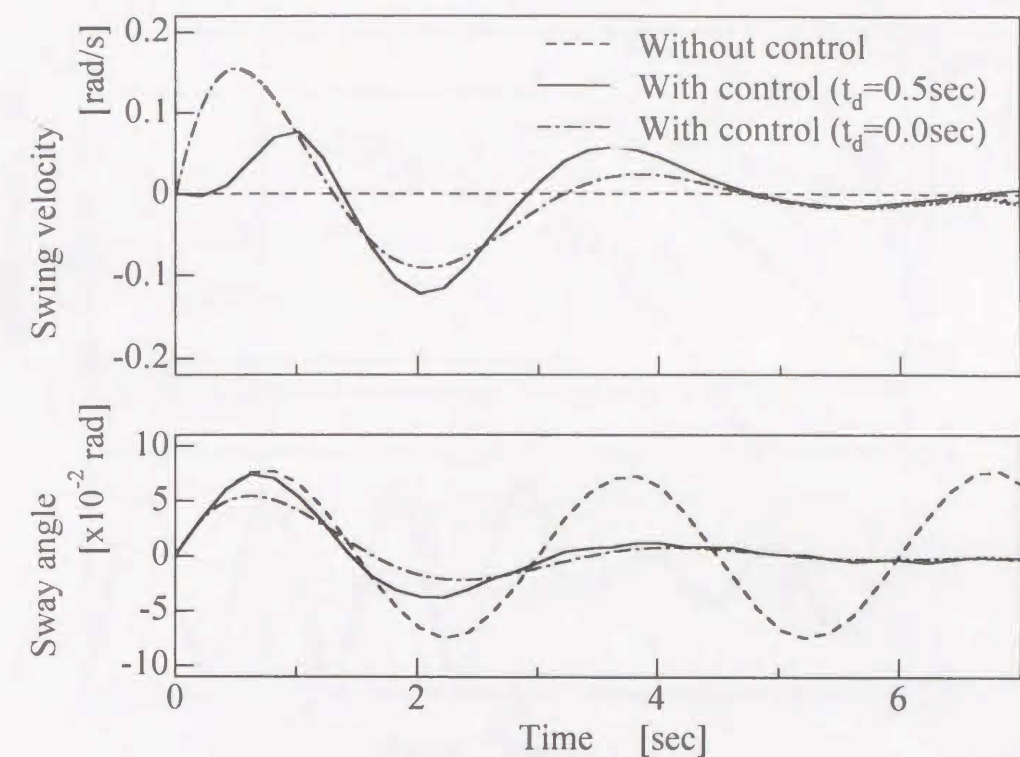
Fig.4.1 Equivalent pendulum model of rotary crane

き制御ゲインは式(4.8)を用いて時間遅れを補正した k'_3, k'_4 を使用した。図 4.4(a)より、時間遅れ t_d が存在することにより制御動作の開始が遅れ、加振直後の揺動に対する振れ止め効果は小さくなっているが、どちらも振れ止め効果は1周期で振幅の約 1/6.5 である。この結果、時間遅れによる応答遅れは認められるが、外乱に対する振れ止め効果は十分期待できる事が確認できた。

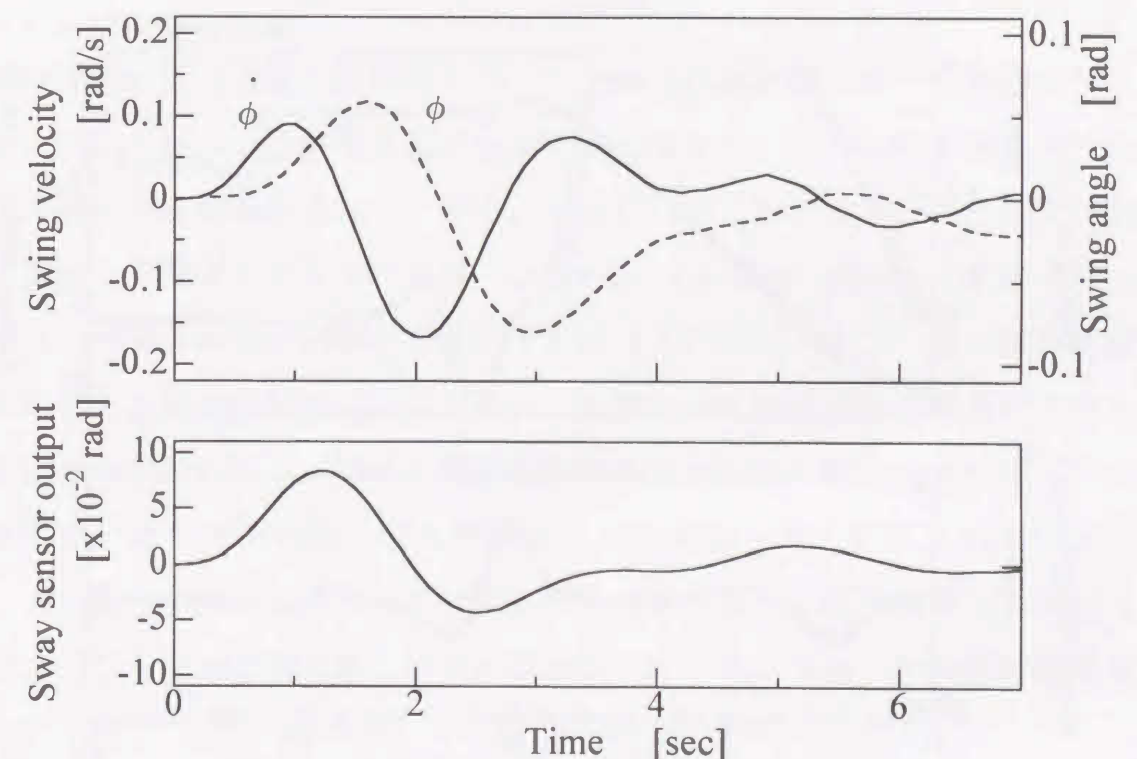
図 4.4(b)にモデル実験装置による実験結果を示す。このとき吊り荷振れ角は直接測定が困難なため、振れ角センサ出力を用いる。実験結果より振れ止め効果は1周期で振幅の約 1/5 であり、モデル実験においても十分な振れ止め効果が得られた。

4.3.3 軌道追従試験

まず実機の旋回速度データを参考とし、この条件で旋回動作を行ったときの吊り荷振れ角度を実験および理論解析により求める。図 4.5 より実験・理論とも旋回開始後より吊り荷に振れが生じ、終了動作により吊り荷の振れが増大する。実験値と理論値はよく一致しており、実験装置のモデル化の妥当性が確認された。次に、同じ旋回条件を目標としたときの状態フィードバック制御を行い、振れ止め効果を確認する。この結果を図 4.6 に示す。旋回速度の目標に対する遅れは、加速・減速中ともに平均で 0.4 秒であり良好な追従性があると考ええる。また、加速・減速直後の吊り荷の最大振れ角度は、ともに制御がない場合に比べ 30%程度しか減少していないが、その後の振れ止め効果は1周期で振幅の約 1/5 に減衰しており、減衰時間は大幅に短縮されている。この条件においても実験値と理論値はよく一致しており、本シミュレーション結果の妥当性が確認された。したがって、今後予定している実機実験に使用するフィードバックゲインの事前確認に本シミュレーション手法の活用が期待できる。図 4.7 に吊り荷の軌跡を示す。旋回方向の揺動が制御されるとともに、二次的に半径方向の荷揺れも減少している。この結果、旋回運動においても直線走行時の振り子系へ低次元化した制御系の設計手法で対応可能であることがわかった。



(a) Calculation



(b) Experiment

Fig.4.4 Dynamic responses subject to initial load sway

$$\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 2.0, k_3 = 3.83, k_4 = 3.21 \\ k'_3 = -1.16, k'_4 = 2.20 \end{bmatrix}$$

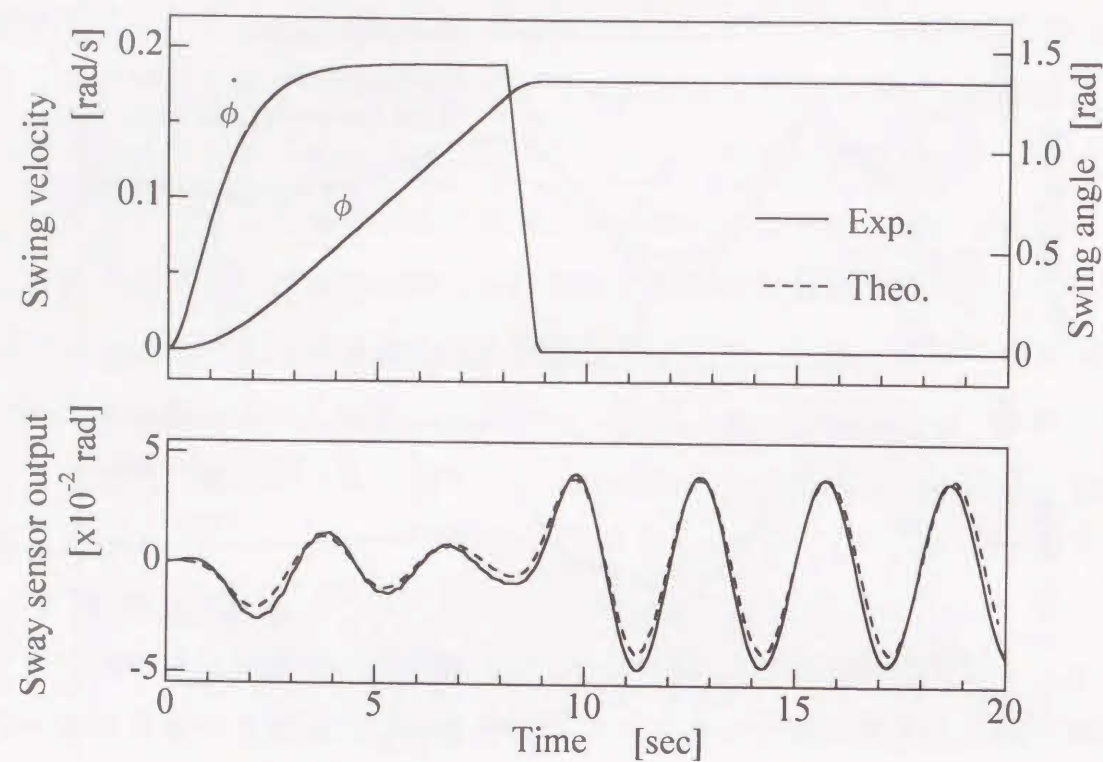


Fig.4.5 Responses in automatic operation without control

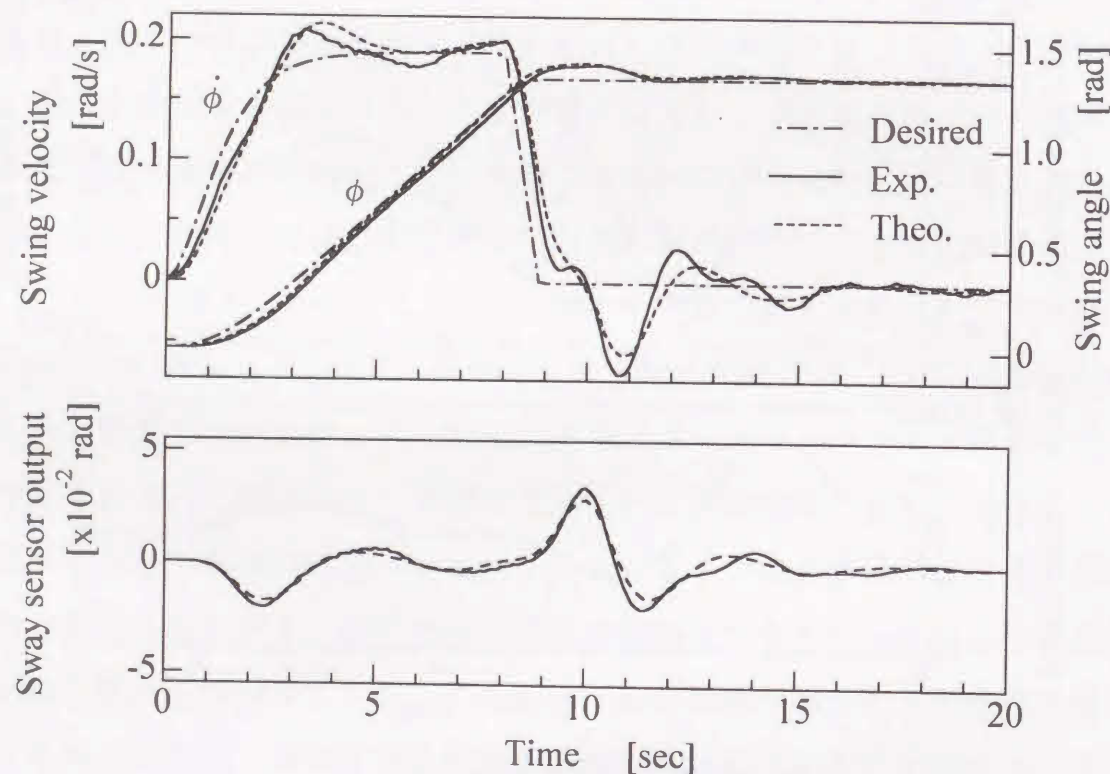


Fig.4.6 Responses in automatic operation with control
 $\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 2.0, k_3 = 3.83, k_4 = 3.21 \\ k'_3 = -1.16, k'_4 = 2.20 \end{bmatrix}$

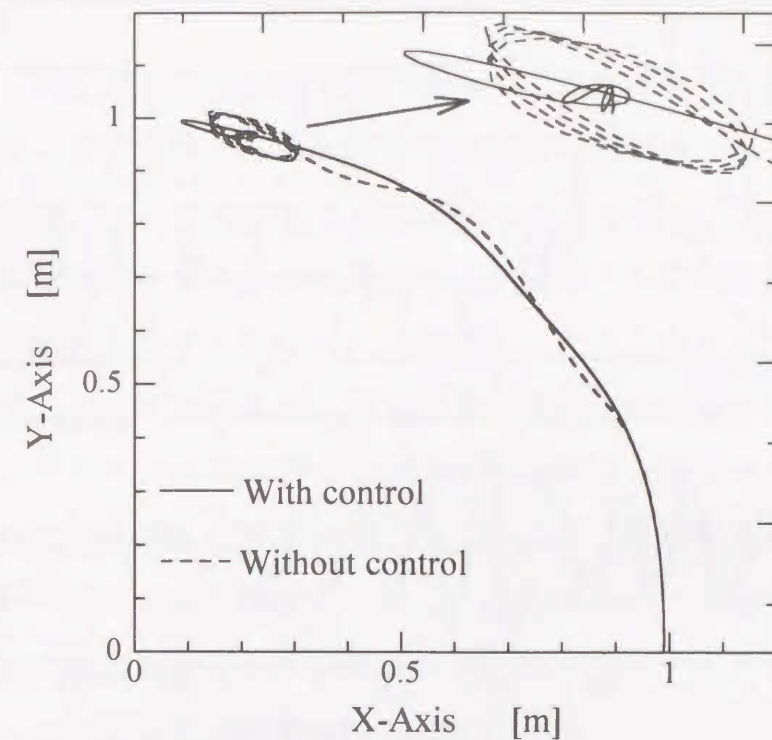


Fig.4.7 Trajectory of a weight

4.3.4 レバー旋回試験

モデル実験装置を接続した操作レバーで、吊り荷を目的の場所へ旋回操作する場合において振れ止め制御装置の有効性を確認する。振れ止め制御を行わないときの操縦実験結果を図 4.8 に示す。荷振れに対し旋回レバーを小刻みに動かし、振れ止め操作を試みているが、40 秒後においても 40mm の動揺が残った。振れ止め制御が働くときの実験結果を図 4.9 に示す。旋回レバー操作は最初の旋回時と 2 回の位置修正のみであり、制御システムの指令で自動的に振れ止め旋回操作が行われる。同様な実験を数回繰り返した結果、目標位置までの作業時間は平均で 38% 減少、最大旋回速度 70% 増加、最大振れ角 60% 減少である。また操作フィーリングも良好であり、目標位置への微調整も容易であった。以上より、任意の旋回動作に対する振れ止めにおいても十分な性能が確認できた。

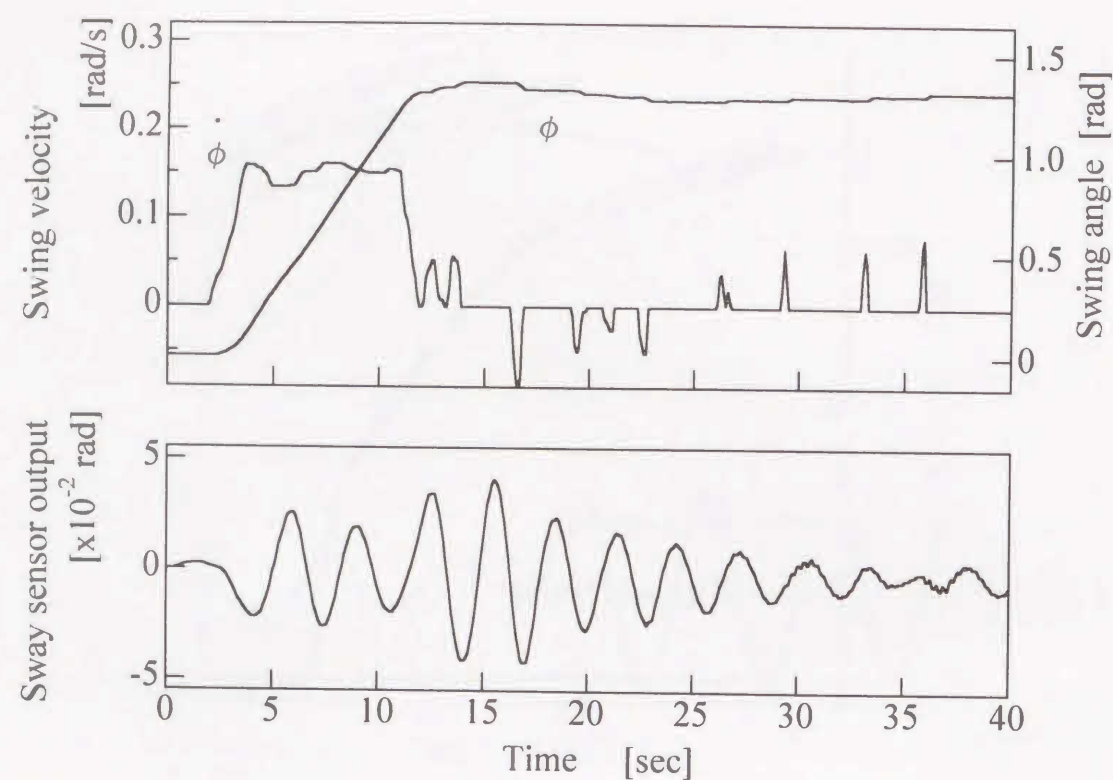


Fig.4.8 Responses in lever operation without control

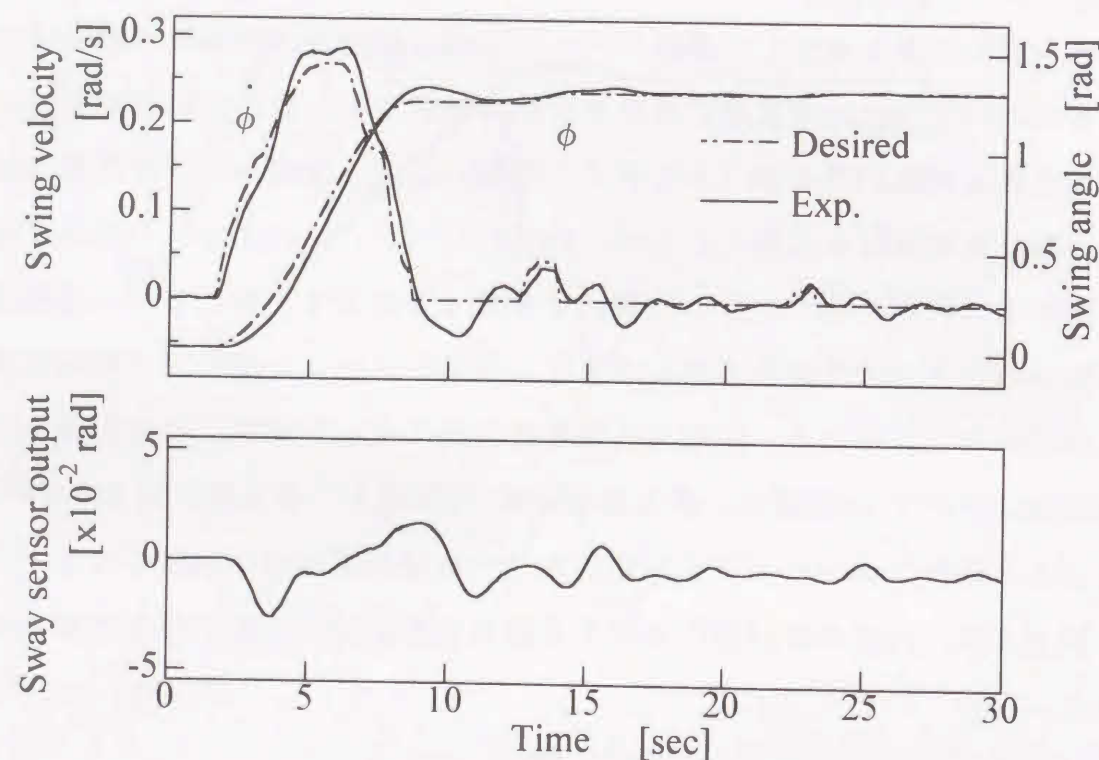


Fig.4.9 Responses in lever operation with control
 $\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 2.0, k_3 = 3.83, k_4 = 3.21 \\ k'_3 = -1.16, k'_4 = 2.20 \end{bmatrix}$

4.4 結言

本論文では、旋回式クレーンが旋回作業をするときの吊り荷振れ止め制御について研究した。まず実機に適用可能な吊り荷振れ角センサとして、ブーム側板ひずみから FIR フィルタを用いて時間遅れを有する荷揺れ量を検出した。次に実機の性能を類推できる大きさで構造を有するモデル実験装置と力学モデルを用い、実機荷揺れセンサと同じ割合の時間遅れを有するセンサ出力を制御量とした最適レギュレータを構成し、旋回吊り荷振れ止め制御を行った。このときフィードバックゲインは FIR フィルタの時間遅れを考慮した。この制御システムにより十分な吊り荷振れ止め効果と操作レバーへの追従性が得られた。また、理論解析結果はモデル実験結果とよく一致しており、今後予定している実機による振れ止め実験に使用する制御システムのフィードバックゲインの事前確認に本シミュレーション手法の活用が期待できる。

第4章の参考文献

- (1) 伊藤広, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第1報, 旋回運動の理論的解明), 日本機械学会論文集, **42-355**, (1976), 738-746
- (2) 伊藤広・仙田悦弘, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第2報, 旋回運動の実験的検討), 日本機械学会論文集, **42-358**, (1976), 1718-1726
- (3) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した旋回運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, **60-572**, C(1994), 1262-1269
- (4) 日野順市・角谷直也・芳村敏夫・坂井敬通, 部分構造合成法によるトラッククレーンの旋回運動時の振動制御, 日本機械学会論文集, **60-596**, C(1994), 24-29
- (5) 頭井洋・井上喜雄・井村章夫・藤川猛, リンク構造のシミュレーションに関する研究 (第1報, 弾性振動を含む大変位要素の振動解析), 日本機械学会論文集, **52-483**, C(1986), 2814-2821
- (6) 土屋輝雄・伊藤公嗣, 旋回式クレーンの荷物の振れ止め制御, 計測と制御, **13-10**, (1974), 797-805
- (7) 山崎信二・伊藤隆文・久村富持, ジブクレーンの制御に関する研究, 計測自動制御学会論文集, **15-6**, (1979), 826-832
- (8) Jack C.Misake, A Look Automatic metal Pouring, Foundry MT, Feb.(1979), 26-40
- (9) I.Morishita・K deguchi, Microcomputer Control of Overhead Travelling Cranes for Grab swing Suppression at the Goal Position, ACTA IMEKO, (1979), 403-410
- (10) 白井潤二・ほか7名, コンテナクレーンの振れ止め制御技術の実用化, 日本機械学会論文集, **59-561**, C(1993), 1443-1447
- (11) 村田五雄・中島正道, コンテナクレーンの自動化, 日本機械学会論文集, **59-564**, C(1993), 2401-2407
- (12) 佐久本正和・林亨, Fuzzy 制御のコンテナクレーン振れ止め制御システムへの適用, 日本機械学会論文集, **58-550**, C(1992), 1792-1797
- (13) 兼重明宏・北岡敏民・宗利秀和・寺嶋一彦, 巻き上げ, カーブ軌道を有する天井クレーンの搬送制御, 日本機械学会論文集, **63-607**, C(1997), 921-928

(14) 三谷政昭, デジタルフィルタデザイン,(1987),55-101,昭晃堂

(15) 有本卓, 線形システム論, 産業書, (1974), 141-157

(16) 吉田和夫・下郷太郎・猪背潤, スピルオーバーを考慮する弾性構造系の最適制御 (弾性回転アームの位置決め制御), 日本機械学会論文集, **54-497**, C(1988), 201-207

第5章

ファジィ理論による旋回振れ止め制御

5.1 緒言

ラフテレーンクレーンなどで代表される旋回式クレーンは、その機動力の高さから広く利用されている。しかし、作業現場や作業内容は多岐に渡るため、安全かつ迅速なクレーン作業は、クレーン操縦者の熟練度に負うところが大きい。このクレーン作業を安全に実施するためには、吊り荷の振れを低減させる制御システムを備え、操縦者の運転操作の負担を軽減する必要がある。しかし、制御システムからの振れ止め操作は、クレーン操縦者の意図では行われていないために違和感を覚える可能性もあり、振れ止め制御効果だけでなく、クレーン操縦者の操作性についても評価する必要がある。

上述の目標を満足させる研究として、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバックによる旋回振れ止め制御手法と、ブームひずみから吊り荷振れ角を推定するセンサを提案し、縮小モデル実験装置を用いてその有効性を確認した。しかし、移動式クレーンの運転環境は常に変化しており、状態フィードバック制御では、ブーム長さ、ブーム起伏角度、吊りロープ長さが変化すると、そのたびにフィードバックゲインの調整が必要となり、これらのパラメータを事前に求めるための複雑な手続きが必要となる。

このため、本報ではファジィルールを用いた制御手法による旋回振れ止め制御システムを提案する。ファジィ制御では、クレーン挙動とそのときの操作手法を if-then 形式で表現できるため、制御則が理解しやすく、経験に基づいたチューニングが容易である。このため、操作レバーに対するクレーン本体の追従性と荷揺れの減衰特性を、操縦者の好みに応じて調整できることが期待され

る。旋回式クレーンの制御は、クレーン機体諸元、制御部特性に加え、操縦者の運転能力や好みなどの特性を含んだマン-マシン系となり、操縦者の特性に合わせた制御部の特性変更の容易さは、振れ止め制御システムの実用化に際して重要な要素となる。

以上の振れ止め制御システムについて、旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置を用いた振れ止め実験を行い、その振れ止め効果と操作性の検討を行う。

5.2 振れ止め制御システム

5.2.1 制御システム概要

図 5.1 にファジィ理論を用いた旋回振れ止め制御システムを示す。本システムは、①操作レバーから出力された旋回速度信号を目標値とし、これに追従するための旋回操作量を制御する部分と、②吊り荷振れ角の旋回方向成分 θ_ϕ を検出し、これを低減するように旋回操作量を制御する部分から構成される。クレーンの旋回加速度は、これらを加算した値となる。なお、本章では旋回単独操作を扱うため、実験中の吊り荷巻上げ速度 \dot{L}_w 、ブーム起伏角速度 $\dot{\alpha}$ は出力しない。

本報で使用するファジィ推論は次のような if-then 形式により行う。すなわち、入力変数を α 、 β 、出力変数を γ として、ファジィ制御則 R' を表すと、

$$R' := \text{if } \alpha \text{ is } A_i \text{ and } \beta \text{ is } B_i \text{ then } \gamma \text{ is } c_i \quad (i=1,2,\dots,n) \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

となる。ただし、 n は制御則の数、 i は制御則の番号、 A_i および B_i は前件部ファジィ数、 c_i は後件部に関する実数値（非ファジィ集合）である。推論法は product-sum 重心法の後件部を定数で与えた簡略推論法⁽¹⁾を用いる。この手法により、測定値にスケーリングファクタを乗じた値を入力データとする推論が行われる。ファジィ推論による結果 γ が得られると、さらに下式による非ファジィ化により制御出力 γ^* が得られる。

$$\gamma^* = \frac{\sum_{i=1}^n \omega_i c_i}{\sum_{i=1}^n \omega_i} \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

本システムの推論に用いた簡略推論法は、後件部をファジィ集合ではなく定数で与えるために推論が簡略化でき、演算速度に優れている。また、適合度を計算する過程において product-sum 重心法を用いることにより、PID 手法などの線形制御が実現できることが知られており⁽²⁾、前章で実施した最適レギュレータ理論による状態フィードバック制御結果が反映できる。これを基本として制御則を設定し、チューニングを加えることにより、操縦者に好みの操作フィードバックを作ることが可能となる。

振れ止め制御システムの①に対応する制御則として、操作レバーに追従して旋回させるためのファジィコントロール部を設計する。制御に必要な旋回角度偏差 $\delta\phi$ 、角速度偏差 $\delta\dot{\phi}$ は計測値 ϕ 、 $\dot{\phi}$ と操作レバーから出力される目標値 ϕ_r 、 $\dot{\phi}_r$ の偏差を用いる。これらの非ファジィ値にスケーリングファクタ $K_{\phi 1}$ 、 $K_{\dot{\phi} 2}$ を乗じた値を前件部変数 e 、 \dot{e} とする。制御則①に対する前件部は、図 5.2 に示す 5 つのラベルを持つ三角形のメンバーシップ関数を用いる。推論結果の出力にスケーリングファクタ K_{ϕ} を乗じて、操作レバーに追従するための旋回角加速度指令値とする。表 5.1 に制御則①に対応するルールを示す。

振れ止め制御システムの②に対応する制御則として、吊り荷の揺れ止めを行うファジィコントロール部を設計する。制御に必要な吊り荷振れ角の旋回方向成分 θ_ϕ は、第2章で提案した吊り荷振れ角センサを用いて求める。

ブーム側板ひずみには、ブームや吊りロープの固有振動成分などの荷揺れ以外の情報も含まれる。このため、吊り荷振れ角に対する情報を抽出するために

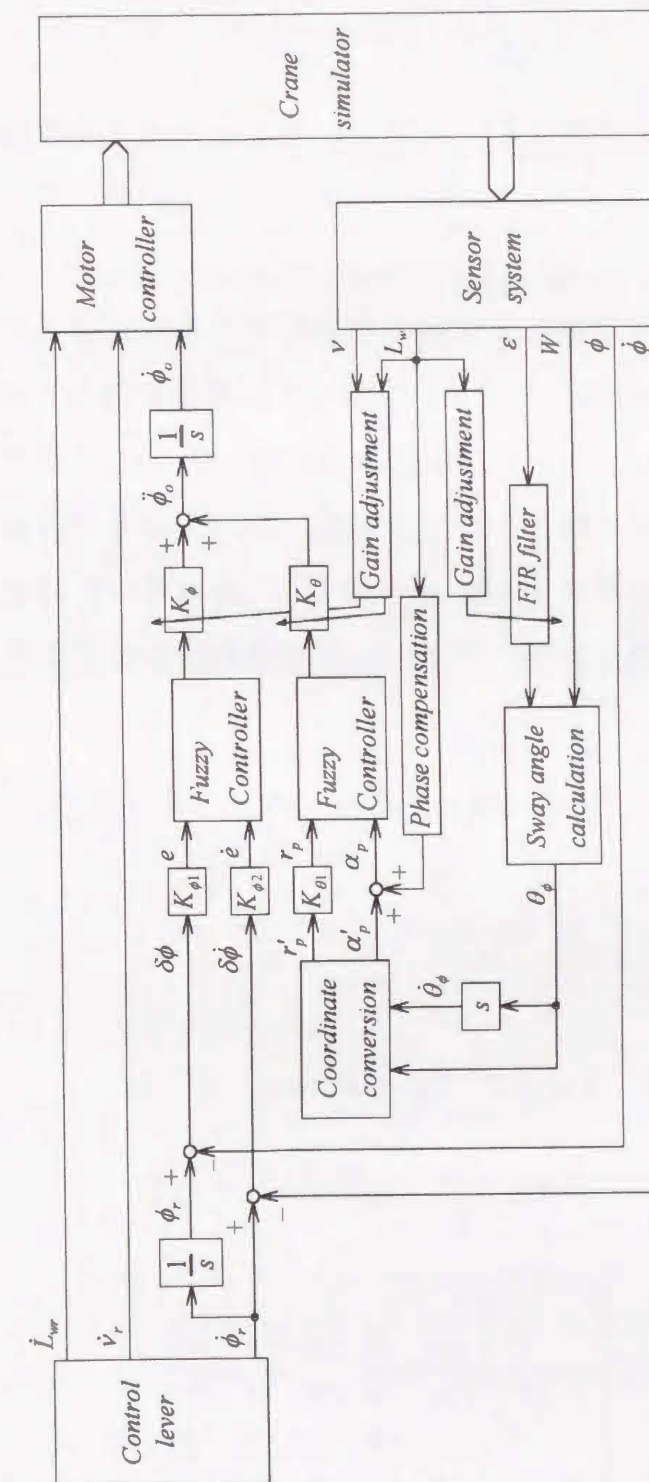


Fig. 5.1 Control system of rotary crane

FIR フィルタ⁽¹⁾を用いる。FIR フィルタは、フィルタ次数に相当する時間遅れ t_d が含まれる。これを補正するために、 θ_ϕ , $\dot{\theta}_\phi$ を下式で極座標に変換し、動径 r'_p , 角度 α'_p を求める。

$$\begin{aligned} r'_p &= \sqrt{\theta_\phi^2 + \dot{\theta}_\phi^2} \dots\dots\dots (5.3) \\ \alpha'_p &= \tan^{-1}(\dot{\theta}_\phi / \theta_\phi) \end{aligned}$$

次に、位相角度を下式で調節し、 α_p を用いることにより遅れ時間を補償する。

$$\alpha_p = \alpha'_p + \sqrt{\frac{g}{L_w}} t_d \dots\dots\dots (5.4)$$

ここで、 L_w は吊りロープ長、 g は重力加速度である。 r'_p はスケーリングファクタ $K_{\theta 1}$ を乗じて前件部変数 r_p とする。動径 r_p の前件部は図 5.3 に示す 3 つのラベルを持つ三角形のメンバーシップ関数を用いる。角度 α_p の前件部は図 5.4 に示すように角度をファジィ数とした三角形のメンバーシップ関数である。推論結果の出力にスケーリングファクタ K_θ を乗じて、吊り荷の振れを低減させるための旋回角加速度指令値とする。表 5.2 に、制御則②に対応するルールを示す。

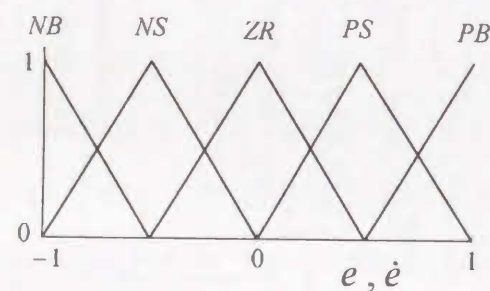


Fig.5.2 Pre-condition for ①

Table 5.1 Rule table for ①

		e				
		NB	NS	ZR	PS	PB
\dot{e}	PB	PM	PB	PB	PB	PB
	PS	ZR	PS	PS	PM	PM
	ZR	NS	NS	ZR	PS	PS
	NS	NM	NM	NS	NS	ZR
	NB	NB	NB	NB	NB	NM

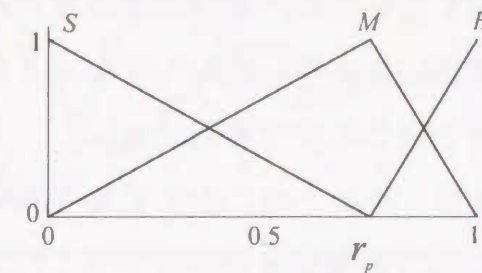


Fig.5.3 Pre-condition for ②, r_p

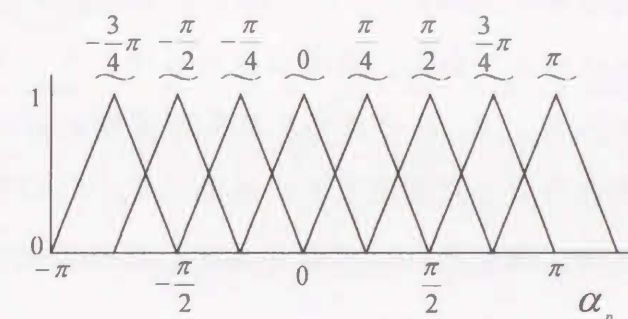
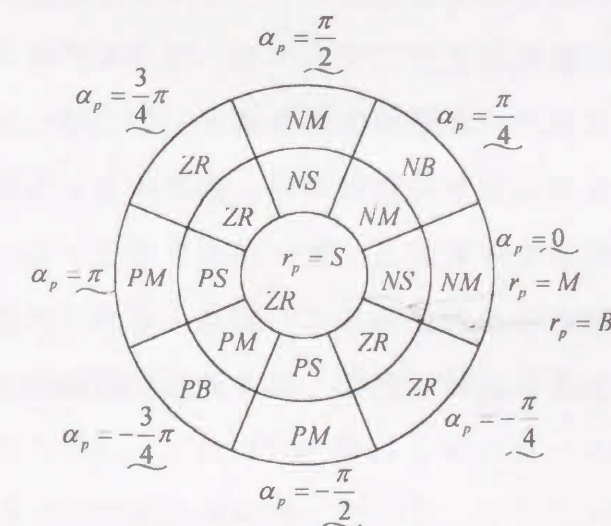


Fig.5.4 Pre-condition for ②, α_p

Table 5.2 Rule table for ②



5.3 モデル実験と理論解析

5.3.1 試験条件

第3章に示すモデル実験装置を用い、本システムの有効性を確かめる。実験条件は前章と同じ条件に設定し、容易に比較できるようにした。また、解析モデルを用いた理論解析結果も同じ条件で実施する。

実験および理論解析条件は、前章と同じ条件であり、吊り荷質量 9.8N、作業半径 1m、吊り荷ロープ長 2m、旋回単独操作とする。FIR フィルタの周波数特性は前章と同じ図 4.3 であり、モデル実験のサンプリング周波数は 10Hz、フィルタ次数は 10 次、0.5 秒の遅れ時間である。理論解析では、数値積分の安定度よりサンプリング周波数を 50Hz としたためフィルタ次数を 50 次としたが、時間遅れ、周波数特性は同じである。制御システムのスケールングファクタは以下の通りであり、 K_{ϕ_1} , K_{ϕ_2} , K_{θ_1} はそれぞれ前件部変数 e , \dot{e} , r_p がファジィルール表の全域をカバーできるように設定した。また、 K_{ϕ} , K_{θ} は制御性能に影響するため、モデル実験による運転操作の感覚を確認しながら調整を行った。

① : $K_{\phi_1} = 10$, $K_{\phi_2} = 15$, $K_{\phi} = 0.33$

② : $K_{\theta_1} = 20$, $K_{\theta} = 0.33$

5.3.2 外乱に対する応答試験

振れ止め制御システムの特性評価として、吊り荷に旋回方向に外乱を与えた時の応答を、モデル実験装置を用いて調べる。図 5.5 に前章で実施した最適レギュレータ理論による振れ止め制御実験の結果との比較を示す。なお、実験結果の吊り荷振れ角は直接測定が困難なため、振れ角センサ出力を用いる。

吊り荷に強制的に揺れを与えると、図に示すようにクレーンが旋回し、吊り荷の揺れを減少させることがわかる。この結果、吊り荷の振れは約 1.5 周期でほぼ収束しており、レギュレータ制御と同等の制御成績であることが確認できた。

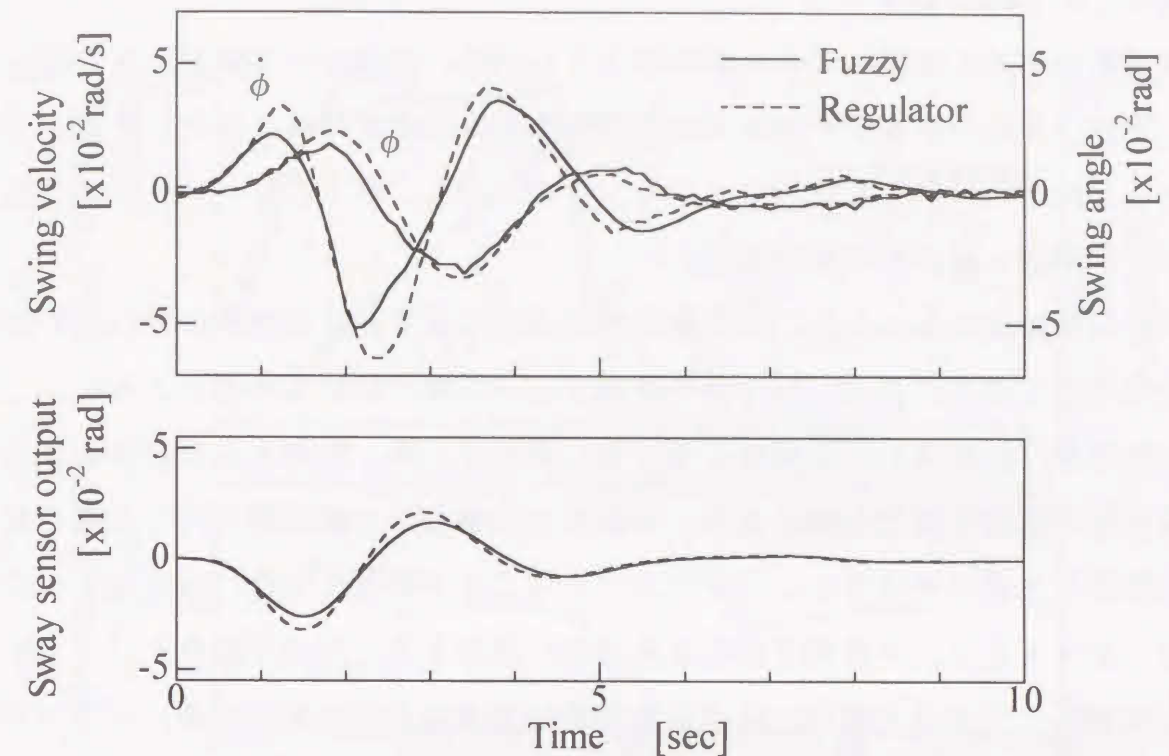


Fig.5.5 Dynamic responses subject to initial load sway

5.3.3 軌道追従試験

実機の旋回速度データを参考とした旋回条件を目標としたときの振れ止め制御実験を行い、前章で実施した最適レギュレータ理論による振れ止め制御実験の結果、制御をしない場合の実験結果と比較する。この結果を図 5.6 に示す。制御がない場合、旋回開始および終了動作により荷揺れが生じ、その後も減衰せずに持続している。制御がある場合、旋回開始時に両制御手法ともに目標に対する遅れが生じるが、旋回開始 5 秒以降の旋回速度の偏差、荷揺れともにファジィ制御の方が小さくなっている。また、減速時の速度応答性もファジィ制御の方が良好であり、目標旋回速度への遅れ時間が約 50%、旋回角度のオーバーシュート量が約 25%改善されている。また、減速直後の吊り荷の最大振れ角度は制御をしない場合に比べて約 35%、最適レギュレータ制御に比べて約 20%減少した。また、吊り荷の動きを実測した結果、吊り荷の目標位置に対する行き過ぎ量は、ファジィ制御の場合は 112mm、レギュレータ制御の場合は 143mm

であり、約 22%の減少であった。

理論解析結果と実験結果の比較を図 5.7 に示す。図より、実験値と理論値はよく一致しており、本シミュレーション方法の妥当性が確認された。今後、大きさなどの諸元が異なる旋回式クレーンにおいても、本シミュレーション手法により制御則の設計が可能である。

吊り荷軌跡のシミュレーション結果を図 5.8 に示す。旋回方向の振れ止め制御を実施することにより、吊り荷の旋回方向の揺動が制御されるとともに、二次的に半径方向の荷揺れも減少している。旋回停止後、制御をしない場合は吊り荷が楕円軌道の揺動を続けるが、制御をした場合は一度目標点を行き過ぎた後に揺動が急速に減衰する。吊り荷の行き過ぎ量が制御をしない場合に比べて大きくなっており、本制御手法を自動操縦に適用するときの問題点となっている。しかし、ファジィ制御では制御則を調整することが可能なため、レギュレータ制御に比べて行き過ぎ量が約 20%減少している。

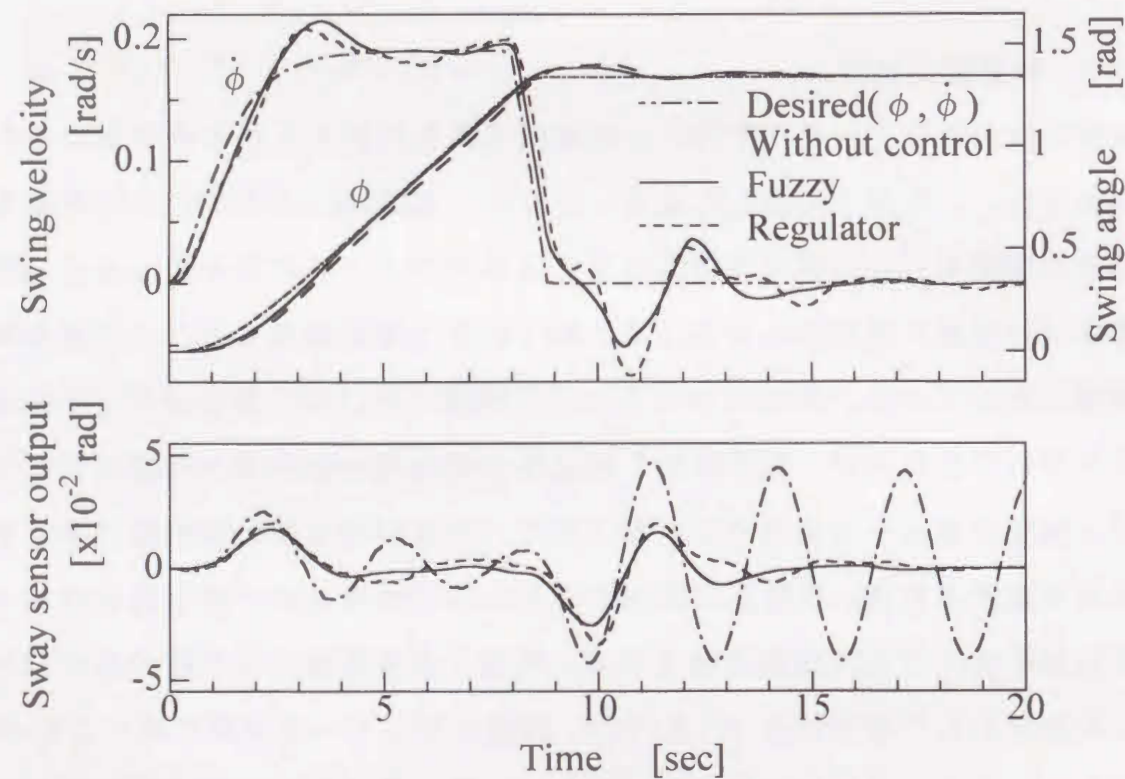


Fig.5.6 Responses in automatic operation

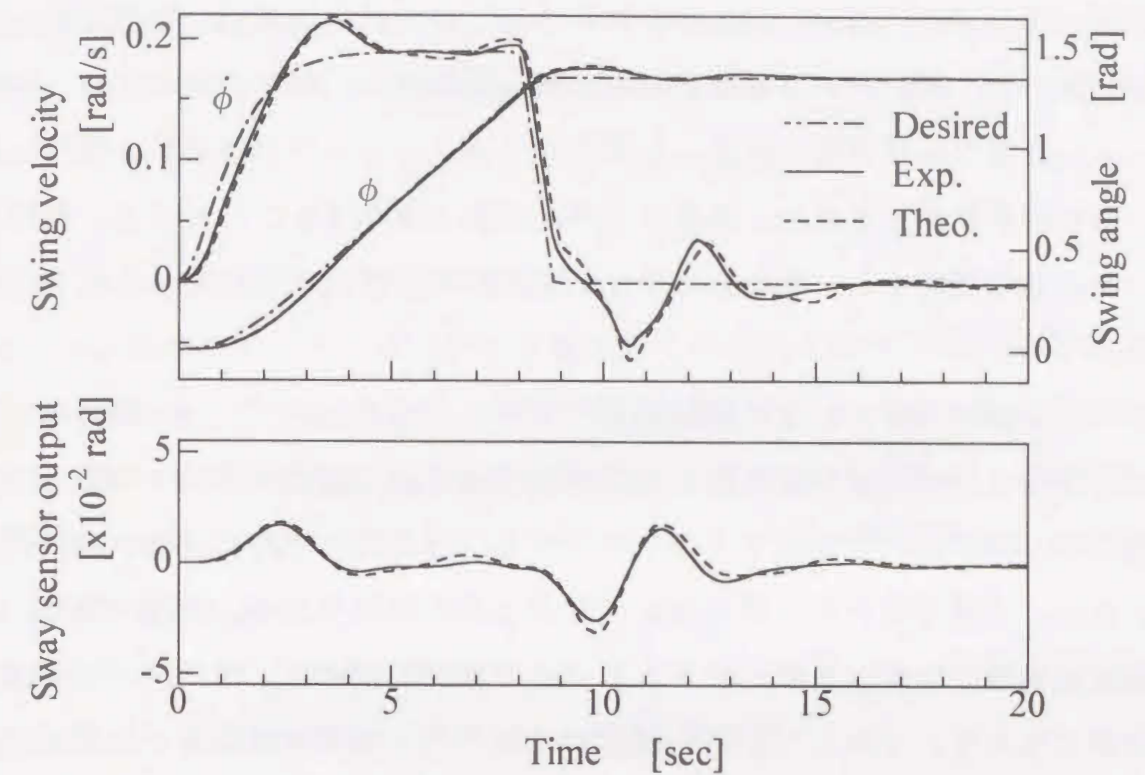


Fig.5.7 Responses in automatic operation

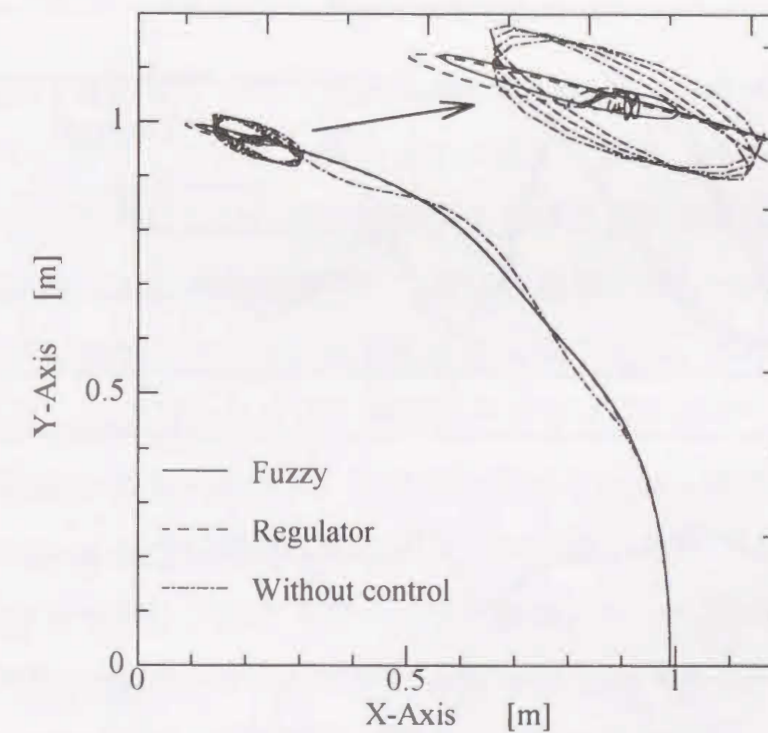


Fig.5.8 Trajectory of a weight

5.3.4 レバー旋回試験

モデル実験装置に接続した操作レバーで吊り荷を目的の場所へ旋回操作する場合において、振れ止め制御装置の有効性を確認する。前章の結果より、通常のクレーン操作は吊り荷の位置と目標位置を確かめながら目標場所へ操作するが、吊り荷が揺動するため、動きを予測しながら操作する。このとき、操作レバーを小刻みに動かし、振れ止め操作と吊り荷の位置決め操作を行う必要があった。

振れ止め制御が働くときの実験結果を図 5.9 に示す。旋回レバー操作は最初の旋回動作と吊り荷の位置を修正したのみであるが、制御システムの指令で自動的に吊り荷の揺れを収束することができる。吊り荷の挙動に荷揺れ成分が少ないため、目標位置へ吊り荷を静止させることも容易である。前項で実施した軌道追従実験では旋回角度がフィードバックされるために、吊り荷の行き過ぎが問題となった。しかし、レバー操作では吊り荷の位置を操縦者が目視確認でフィードバックさせるため、吊り荷の行き過ぎ量は容易に小さくすることが可

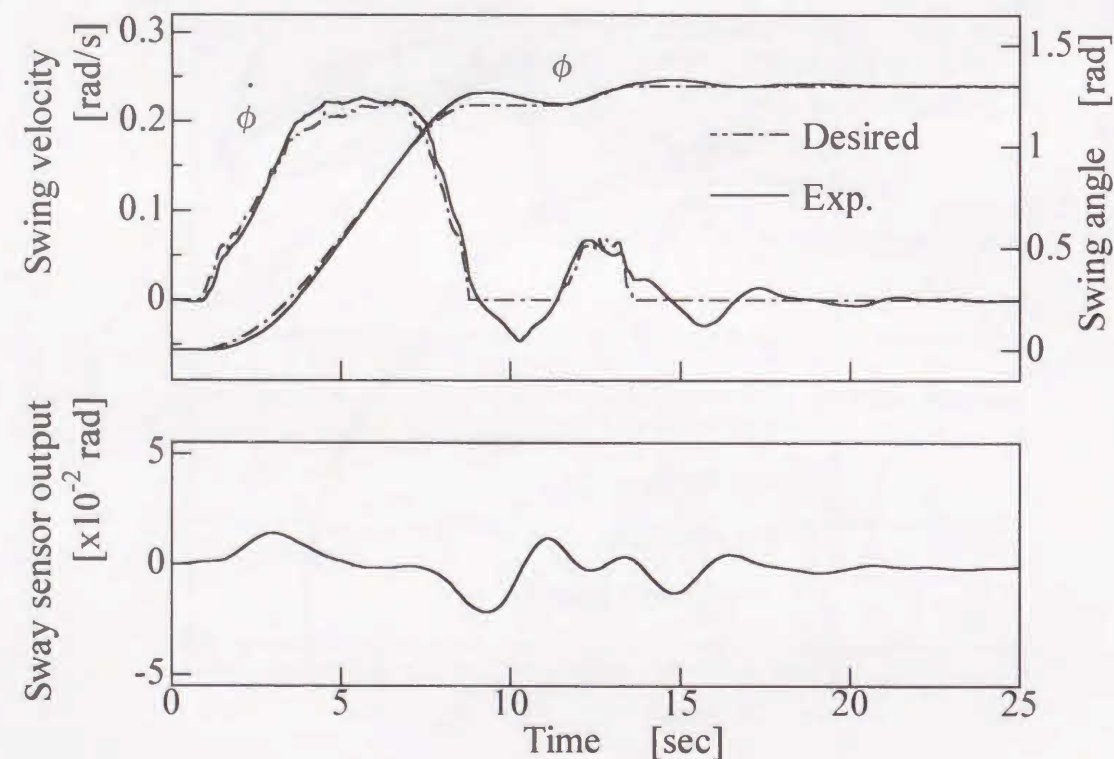


Fig.5.9 Responses in lever operation

能であった。

同様な運転操作を繰り返した結果、作業時間を 30~50%減らすことが可能であった。以上より、任意の旋回動作に対する振れ止めにおいて、十分な性能が確認できた。

5.3.5 スケーリングファクタの影響調査

クレーン操作において、吊り荷を目標位置に微調整する操作は、操作レバーへの応答性の良さが必要となり、操縦の容易さを決定する大きな要因である。吊り荷を微量量動かすためのレバー操作として、図 5.10 に示すように速度を三角形状のパルスで与えたとき、本システムのスケーリングファクタを変更することによる応答の差異について検討する。

実験条件は以下の 3 条件とする。

Case 1 : $K_\phi = 0.50, K_\theta = 0.15$ (レバー追従性重視)

Case 2 : $K_\phi = 0.15, K_\theta = 0.50$ (振れ止め性能重視)

Case 3 : $K_\phi = 0.33, K_\theta = 0.33$ (レバー追従性、振れ止め性能のバランスを重視)

図より、Case 1 は操作レバーへ追従するための制御出力が大きく、また振れ止め制御出力を小さくしたため、旋回速度の立ち上がり、その後の収束性ともに良好であるが、吊り荷の振れ止め効果が小さいことがわかる。

Case 2 は Case 1 と逆の特性を示し、吊り荷の振れは 3 つの Case の中で最も小さくなるが、操作レバーへの追従性は最も悪くなる。また、旋回速度が変動を続けており、 K_θ を増加させると機体挙動が不安定になる。

Case 3 は前項までの実験において使用したスケーリングファクタであり、Case 1 および Case 2 の中間の値である。レバー操作を行っている最初の 1 秒間における旋回速度および旋回角度への追従性は、レバー追従性が良好であった Case 1 と同等である。また、初期の荷揺れは大きい、その後の減衰特性は 3 つの Case の中で最も良好である。

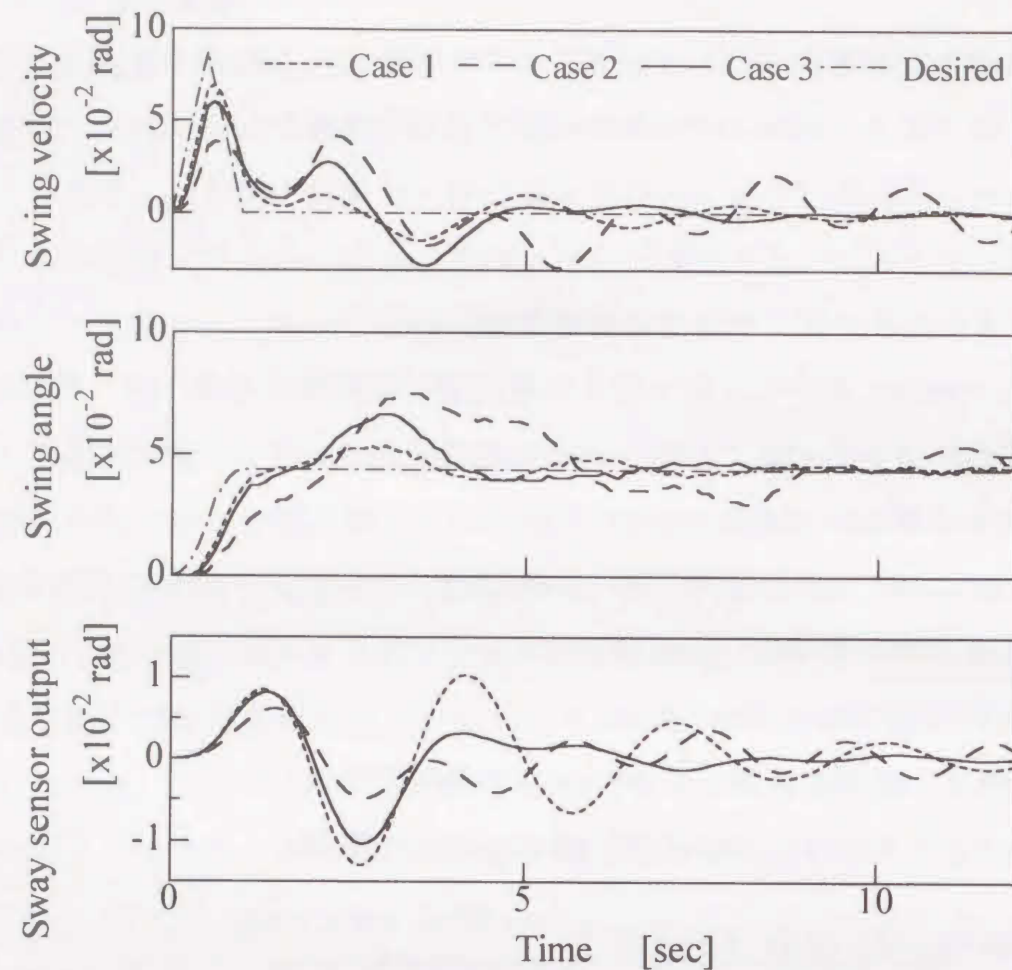
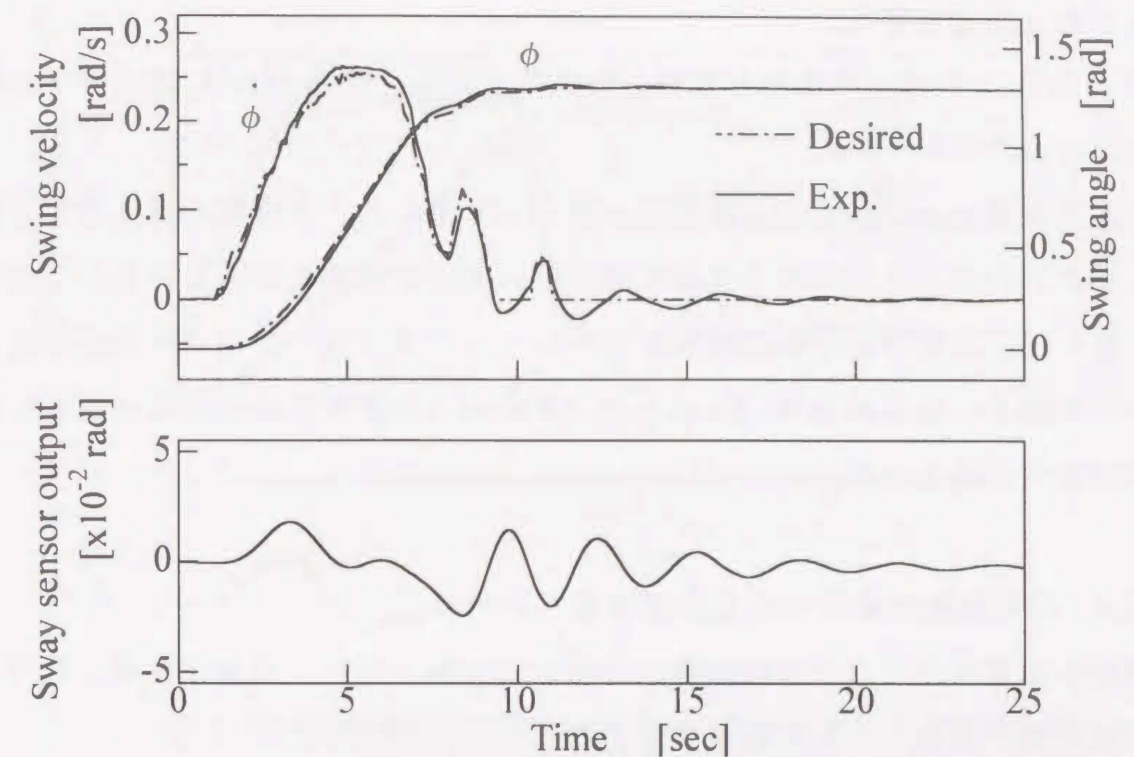


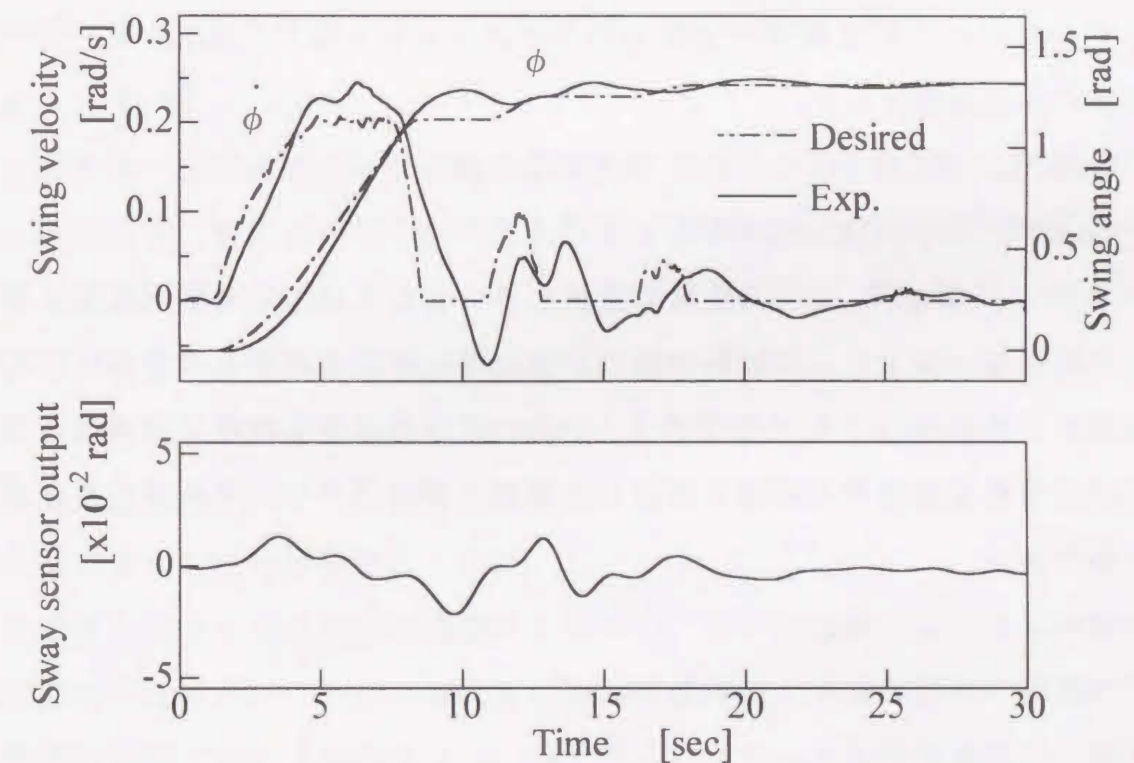
Fig.5.10 Responses in pulse operation

クレーン操縦者は熟練度や性格から操作性の好み異なるが、二つのスケーリングファクタを変更することにより、個別の操縦者に適した特性を作ることが可能である。図 5.11 に、Case 1 および Case 2 の条件において、操作レバーによる旋回操作を行ったときの比較を示す。

図 5.11(a)はレバー追従性を重視した条件であり、目標旋回速度および角度への追従性は良好な結果となっている。旋回終了時に再び加速しているが、これは停止時の振れ止め操作であり、熟練した操縦者が実際のクレーン操作に用いるテクニックである。この条件ではレバーへの機体追従性が良好であるため操縦に違和感はないが、振れ止め制御性能が小さいため操作レバーによる振れ止めの操作が必要である。このため、すでにクレーン作業の経験度が高い操縦者



(a) Case 1



(b) Case 2

Fig.5.11 Responses in lever operation

に向けた条件と考える。

図 5.11(b)は振れ止め性能を重視した条件であり、図 5.11(a)に比べて吊り荷の揺動は小さいが、目標旋回速度および角度への追従性は悪くなっている。実験時の操作感覚も悪く、レバーの操作量に対する機体の追従性の悪さが要因となっている。このため、クレーン運転手が手動で操作するクレーン作業では、レバーへの追従性を十分に確保する必要がある、Case 2 に示す振れ止め制御性能を過度に重視した条件は実用に適さない。

5.3.6 作業条件の変化による影響調査

異なる作業半径における旋回振れ止め制御実験を行い、最適な制御を行うための制御則の調整について検討する。

実験条件として、これまでの実験条件よりブーム起伏角度を大きくし、作業半径を 0.6m、吊り荷ロープ長を 2.3m に変更した。なお、ファジィ制御則は変更せず、以下に示す 2 種類のスケーリングファクタを用い、6.3.3 項と同じ旋回パターンを目標とした。

Case 1 : $K_{\dot{\phi}} = 0.33, K_{\phi} = 0.33$ (6.3.3 項と同じ)

Case 2 : $K_{\dot{\phi}} = 0.15, K_{\phi} = 0.50$

図 5.12 に実験結果を示す。作業半径が小さくなることにより旋回速度に対する吊り荷速度が減少し、実験開始後 12 秒以降における荷揺れの収束性に問題がある。これに対し、 K_{ϕ} を大きくした Case2 においては振れ止め成績が向上し、6.3.3 項の実験結果と同様な振れ止め効果と旋回パターンへの追従性を得ることができた。

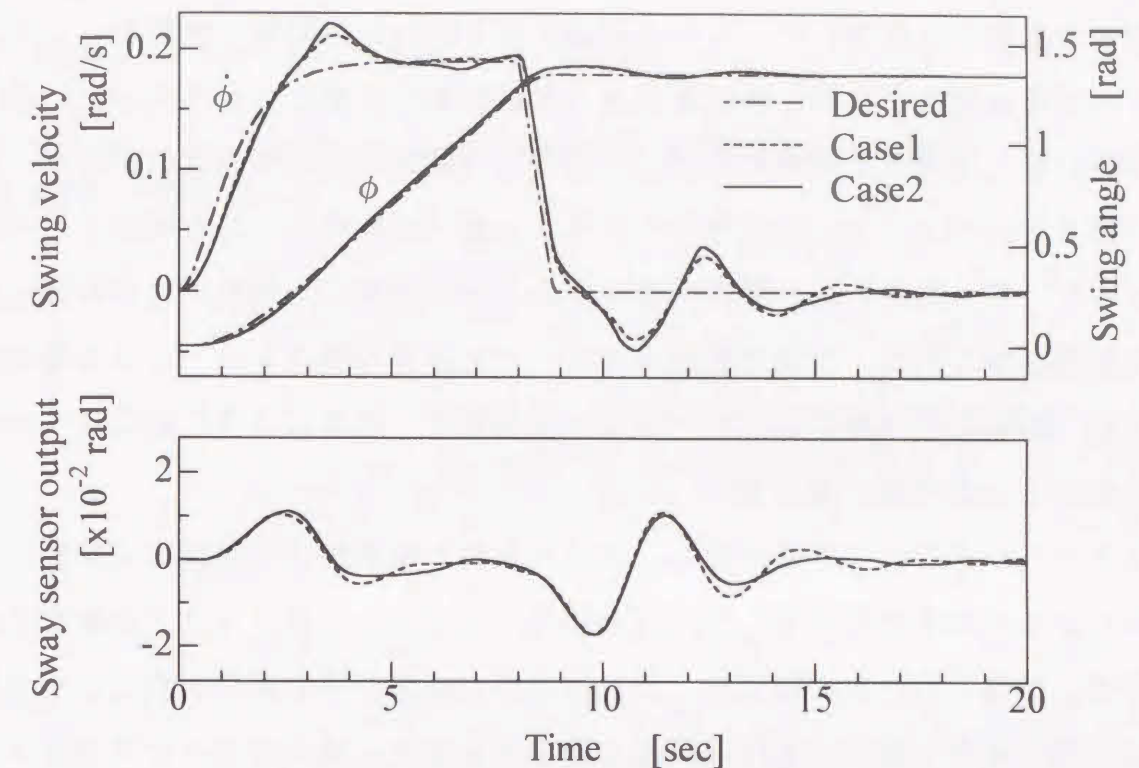


Fig.5.12 Responses in automatic operation

5.4 結言

本章では、旋回式クレーンが旋回作業をするときの吊り荷振れ止め制御について研究した。旋回式クレーンの荷役作業は、運転手の特性を含むマン-マシン系であり、最適な制御パラメータはクレーン運転手により変わると考えられる。このため、制御則を直感的に作成することが可能なファジィルールによる振れ止め制御システムを提案した。次に、ひずみゲージ式振れ角センサから出力される振れ角データに含まれる時間遅れを補償するために、吊り荷振れ角を極座標で表し、位相調整を行った。

本制御システムの有効性を確認するために、モデル実験装置による振れ止め制御実験を行った。ファジィ制御則は旋回角度偏差、角速度偏差、荷揺れ角度の動径と角度に対する制御量を if-then 形式によりルール化するため、制御則が理解しやすく設定が容易であった。制御則のチューニングは、前章に示したレギュレータ制御の操作量を参考にし、実験を繰り返して制御則およびスケー

リングファクタを最適と思われる値とした。

前章で提案した最適レギュレータ理論による振れ止め制御と比較を行った。モデル実験装置の吊り荷に外乱を与え、荷揺れを強制的に発生させたとき、吊り荷の揺れは約 1.5 周期で収束し、前章の実験結果と同等の成績を得た。次に、同じ巡回パターンに追従させたとき、目標への追従性、吊り荷のオーバーシュート、最大荷揺れ量ともに、前章に対し今回提案した制御システムから良好な結果が得られた。実機の巡回式クレーンと同様な操作レバーによる巡回操作では、顕著な吊り荷のオーバーシュートもなく、容易に目標位置に吊り荷を移動することが可能であった。

スケーリングファクタを変更し、吊り荷位置を微調整する実験および操作レバーによる巡回実験を実施した。この結果、スケーリングファクタを変更するのみで、操作レバーへの追従性、吊り荷の振れ止め効果を変更することが可能であった。また、異なった作業条件においてもスケーリングファクタを変更することにより目的の制御成績を得ることが可能であった。前章で報告した最適レギュレータ理論が複雑な計算により 4 個のパラメータを調整しなければならないのに対し、実験結果から直感的に 2 個のパラメータを調整するのみで、操縦者の好みや目的に合わせた制御特性を直感的に作成できることが示された。

また、同じ巡回条件で実施した理論解析結果は実験結果とよく一致しており、理論解析による制御則の作成も可能となった。

第5章の参考文献

- (1) 日本ファジィ学会, ファジィ制御, 日刊工業新聞社, (1993), 15-18
- (2) 清水雅晴, ファジィ制御法による PID 制御の実現, 第7回ファジィシステムシンポジウム講演論文集, (1991), 245-249
- (3) 三谷政昭, デジタルフィルタデザイン, (1987), 55-101, 昭晃堂

第6章

最適レギュレータ理論による ブーム起伏作業時の振れ止め制御

6.1 緒言

旋回式クレーンの作業動作は、吊り荷巻き上げ、ブーム起伏、旋回の単独または複合動作である。吊り荷の移動速度が最も速くなる旋回作業は吊り荷の動揺が発生しやすく、この動作時の動特性に関する研究や^{(1)~(5)}、吊り荷振れ止め制御に関する研究^{(6), (7)}が多数報告されており、本研究においても第4章、第5章に示した。

ブームを起伏させる作業動作では、吊り荷は前後方向に動揺する。これはクレーンの転倒モーメントの増加につながり、転倒事故の原因となる。また、この動揺は運転者から遠近方向となり、この距離を正確に視認できないことが振れ止め操作を困難なものとしている。この動作時の吊り荷およびクレーン機体の動特性に関する研究はすでに多数報告され^{(8)~(11)}、精度の良いシミュレーションが可能となっているが、吊り荷振れ止めに関する報告は行われていない。

本章では、ブーム起伏作業およびブーム起伏と吊りロープ巻上げの複合作業時における吊り荷動揺に対し、第4章に示した旋回振れ止め制御と類似のアルゴリズムを用いた振れ止め制御を行う。吊り荷振れ角は、第2章で提案したひずみゲージとFIRフィルタ⁽¹³⁾を用いた測定手法を用い、最適レギュレータ理論⁽¹²⁾を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法を提案する。このとき、吊り荷振れ角データはFIRフィルタによる時間遅れが生じており、第4章に示した旋回振れ止め制御と同様なフィードバックゲインの調整を行うことにより、遅れ時間の補正が可能であることを示した。また、本制御手法を検証するため、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルを用いて

検討した。

6.2 振れ止め制御システム

6.2.1 振れ止め制御システムの構成

ブーム起伏動作中の振れ止め制御システムを最適レギュレータ理論により設計する上で図6.1に示す直線走行時の振り子系に低次元化する。ここで、ブーム先端はブーム取り付け部を中心に半円上を移動するが、垂直方向の移動成分が吊り荷の揺れに与える影響は小さいため、これを考慮しない。また、吊り荷振れ角の検出時にブームの固有振動成分をフィルタで除去するため、ブームの固有振動モードは無視し、吊り荷ロープの支点速度は次式とした。

$$\dot{X} = L_b \dot{v} \sin v \quad \dots\dots\dots (6.1)$$

このモデルに基づいて状態方程式を導く。図6.2にブーム起伏時の振れ止め制御システムを示す。制御量はブーム起伏角度 v 、同角速度 \dot{v} 、吊り荷振れ角の半径方向成分 θ 、同角速度 $\dot{\theta}$ であり、操作量 δu はブーム起伏角加速度 \ddot{v} である。ブーム起伏角度偏差 δv 、角速度偏差 $\delta \dot{v}$ は計測値 v 、 \dot{v} とコントロールレバーから出力される目標ブーム起伏角度 \dot{v}_r 、これを積分して求めた目標ブーム起伏角度 v_r との差を用い、吊り荷振れ角および角速度の目標値は零とする。

上述の条件により、目標値に対する微少変動量は次のようになる。

$$\delta x = \{\delta v, \delta \dot{v}, \delta \theta, \delta \dot{\theta}\}^T \quad \dots\dots\dots (6.2)$$

このとき、 δx を状態ベクトル、 δu を操作量とする状態方程式は次式となる。

$$\delta \dot{x} = A \delta x + B \delta u \quad \dots\dots\dots (6.3)$$

ここで各項は次式となる。

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -g/L_w & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ L_b \sin v / L_w \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (6.4)$$

最適レギュレータ理論により最適な δu は下式の評価関数を最小にするよう決定することができる。

$$J = \int_0^{\infty} (\delta x^T Q \delta x + R \delta u^2) dt \quad \dots\dots\dots (6.5)$$

ここで、重み行列 Q, R は実験結果およびシミュレーション結果を見ながら、制御系が安定している範囲で吊り荷挙動と運転操作量が小さくなるように、試行錯誤的に求める。また、 δx のすべての状態変数が測定できるものとする。

よってブーム起伏角加速度 \ddot{v} のモータ指令出力は

$$\begin{aligned} \delta u &= -K \delta x \\ &= -k_1 \delta v - k_2 \delta \dot{v} - k_3 \delta \theta - k_4 \delta \dot{\theta} \quad \dots\dots\dots (6.6) \end{aligned}$$

で与えられる。ここで K はフィードバックゲイン行列である。クレーン作業中において式(6.4)に含まれるブーム起伏角度 v 、ロープ長 L_w 、ブーム長 L_b は作業条件を入力して求め、フィードバックゲイン K は吊り荷ロープ長、ブーム起伏角度をパラメータとする可変ゲイン系で扱わねばならない。

6.2.2 吊り荷振れ角データの補正

吊り荷振れ角はブームのひずみゲージ出力を FIR フィルタを用いて抽出し、式(2.4)へ代入する。なお、吊り荷ロープ長が変化すると固有振動数に影響するため、フィルタの遮断特性をこれに対応できるように連動させる必要がある。ここで、荷揺れ信号は FIR フィルタの時間遅れを含むが、前項に示した制御式には考慮されていない。フィルタ特性を含めた制御系設計手法の報告⁽¹⁴⁾もなされているが、本報告では、第4章と同様な簡便な手法を用いフィードバックゲインにより補正する。クレーン操作中、吊り荷は吊りロープ長から算出された固有振動数 ω で動揺する。これが持続する条件下において、フィルタの時間遅れ t_d が存在しても制御系出力が同一となるように式(6.6)のゲイン k_3, k_4 を調整する。吊り荷振動が $A \sin \omega t$ で持続する場合、フィルタ通過後の出力は $A \sin \omega(t - t_d)$ となる。荷振れに対する操作量は、時間遅れがない場合は

$$\delta u' = -k_3 A \sin \omega t - k_4 A \omega \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (6.7)$$

となり、 t_d が存在する場合は

$$\delta u' = -k'_3 A \sin \omega(t - t_d) - k'_4 A \omega \cos \omega(t - t_d) \quad \dots\dots\dots (6.8)$$

となる。式(6.7)=式(6.8)より k'_3, k'_4 を次式のように求め、 t_d が存在する場合のフィードバックゲインとする。

$$\left. \begin{aligned} k'_3 &= k_3 \cos \omega t - k_4 \sin \omega t \\ k'_4 &= (k_3 \sin \omega t + k_4 \cos \omega t) / \omega \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (6.9)$$

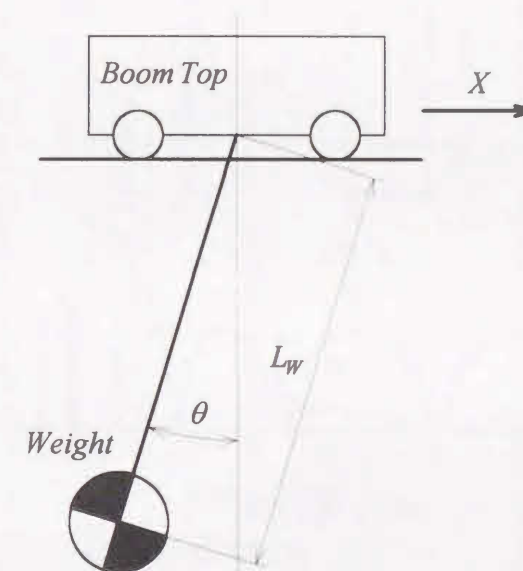


Fig.6.1 Equivalent pendulum model of rotary crane

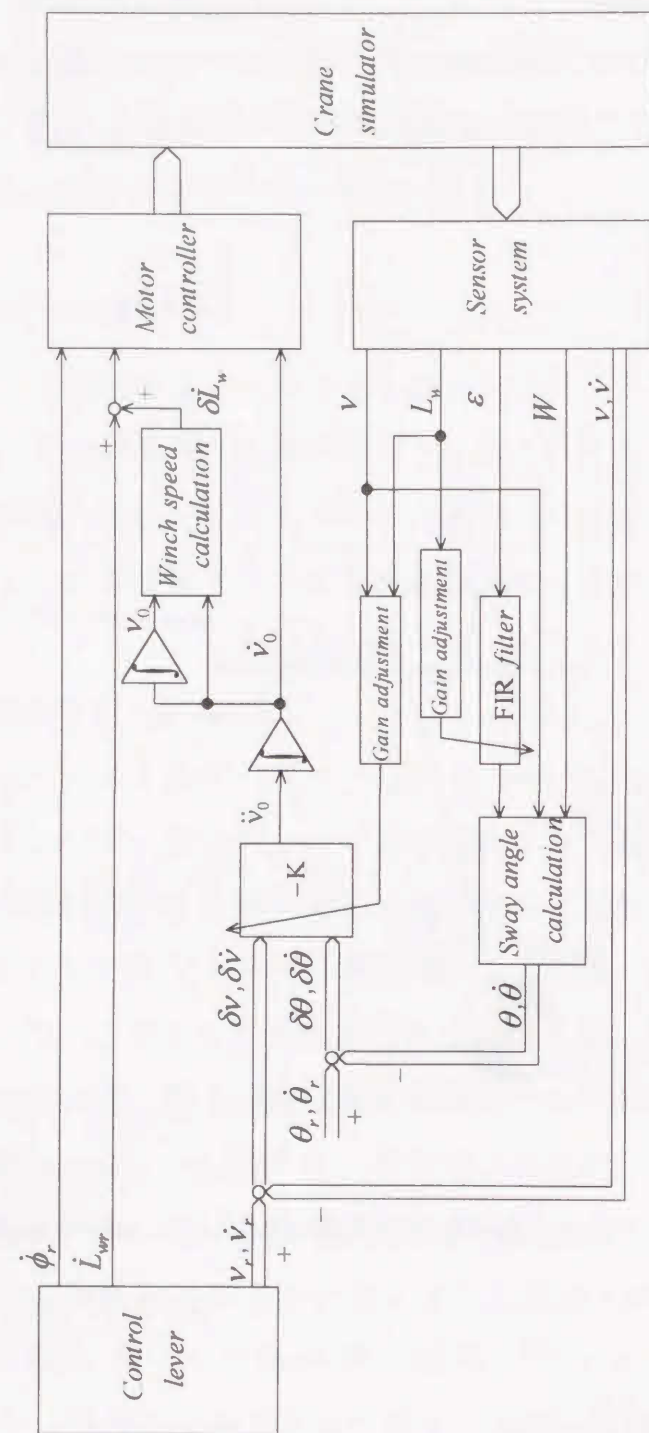


Fig.6.2 Control system of rotary crane

6.3 ブーム起伏作業時の振れ止め制御

6.3.1 試験条件

モデル実験と理論解析を同条件で行い、理論の妥当性を検証するとともに、制御手法の有効性を確認する。各条件とも吊り荷質量を 9.8N、動作開始時のブーム起伏角度を 1rad、ロープ長を 2m、ブーム起伏の単独操作とする。図 6.3 に実験に使用した FIR フィルタの周波数特性を示す。フィルタを設計する上で、フィルタ次数を増加すると急峻な遮断特性を得るが、出力信号の時間遅れが増加し、制御信号に用いる上で不利となる。本実験では、サンプリング周波数を 10Hz、フィルタ次数を 10 次とした。なお理論解析では数値積分の安定度よりサンプリング周波数を 50Hz としたためフィルタ次数を 50 次としたが、特性は同じである。

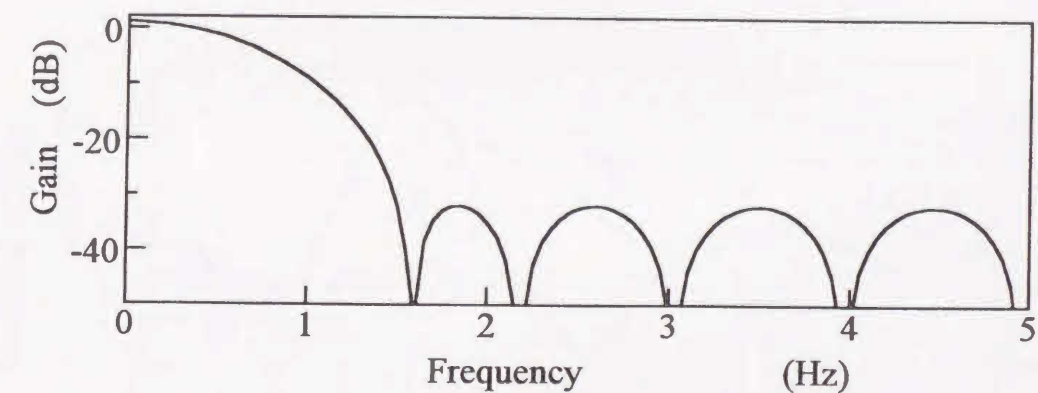


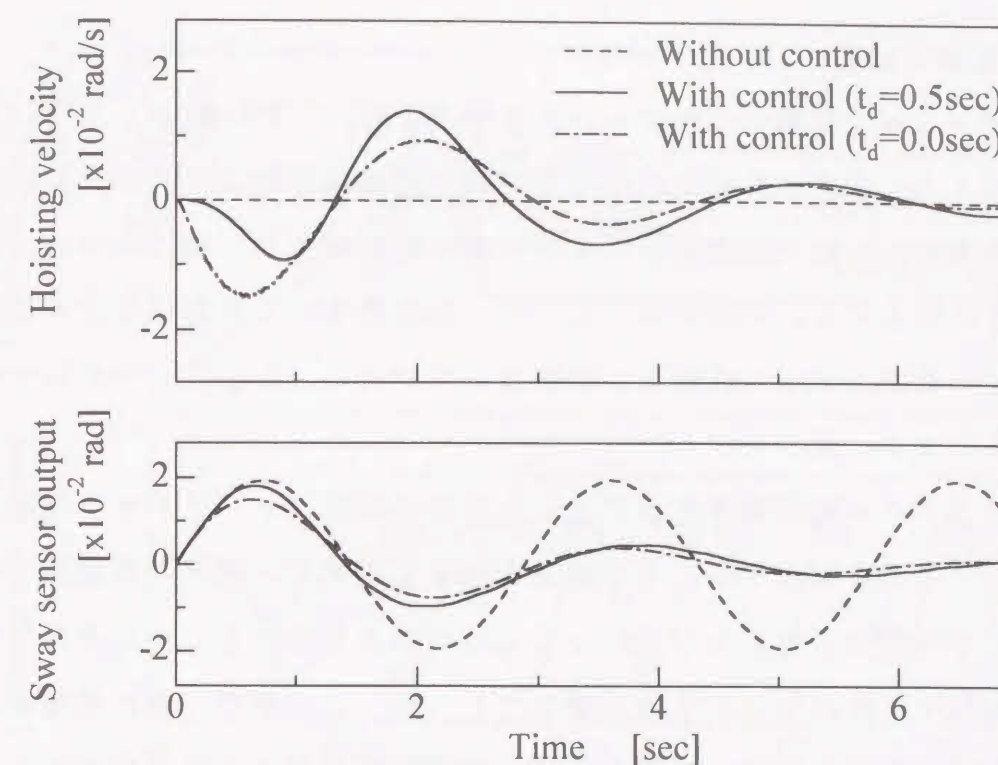
Fig.6.3 Frequency response of FIR filter

6.3.2 外乱に対する応答試験

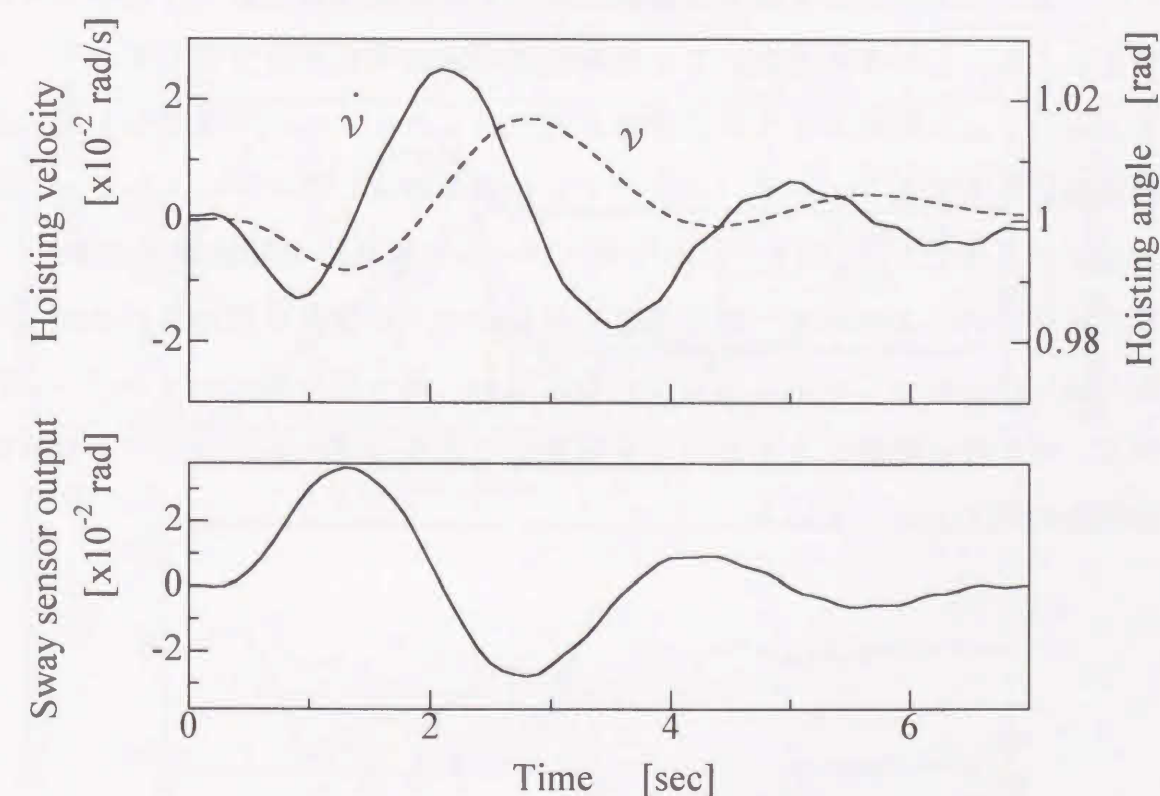
振れ止め制御システムの特性評価として、モデル実験装置の吊り荷に半径方向の外乱を与えて、その応答を検証する。まず、遅れ時間 t_d が制御系に及ぼす影響を理論解析により求めた。解析結果を図 6.4(a)に示す。遅れ時間がない条件は吊り荷振れ角の半径方向成分を被制御量として用い、遅れ時間が存在する条件は振れ角センサと同じアルゴリズムでブームのたわみ量 η からブームひずみ ϵ を換算し FIR フィルタでブーム固有振動成分を除去後、式(2.4)に代入し、

振れ角を求めた。このとき制御ゲインは式(6.9)を用いて遅れ時間を補正した k'_3, k'_4 を使用した。図 6.4(a)より、遅れ時間 t_d が存在することにより制御動作の開始が遅れ、加振直後の動揺に対する振れ止め効果は小さくなっているが、どちらも振れ止め効果は 1 周期で振幅の約 1/4 であった。この結果、応答遅れは見られるが、外乱に対する振れ止め効果は期待できる事が確認できた。

図 6.4(b)に実験結果を示す。実験結果による吊り荷振れ角は直接測定が困難なため、振れ角センサ出力を用いた。実験結果より振れ止め効果は 1 周期で約 1/4 であり、実験においても十分な振れ止め効果が得られた。この結果、ブームの起伏角度を制御することにより吊り荷の半径方向の振れ止めが可能であることが確認できた。しかしブーム起伏角度の変化により、重力方向に吊り荷の位置が変化するため、ブーム、吊りロープの固有振動を増加させ、操作量に短周期の振動が生じた。



(a) Calculation



(b) Experiment

Fig.6.4 Dynamic responses subject to initial load sway with control

$$\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 4.0, k_3 = 2.46, k_4 = 1.72 \\ L_0 = 2.17, \quad k'_3 = -0.31, k'_4 = 1.40 \end{bmatrix}$$

6.3.3 軌道追従試験

実機のブーム起伏作業中の速度データを参考とし、これに類似したブーム起伏動作を行ったときの吊り荷振れ角度を実験、理論解析により求めた。図 6.5 より実験・理論とも起伏開始直後より吊り荷に動揺が生じ、終了動作により吊り荷の動揺が増大する。実験結果において、起伏動作中に振れ角センサ出力がシフトしているが、ブーム慣性などの影響と思われる。しかし、それ以外は理論解析結果とよく一致している。

次に、同じブーム起伏条件を目標としたときの状態フィードバック制御を行い、振れ止め効果を確認する。この結果を図 6.6 に示す。起伏目標速度に対する遅れは、平均で 0.3 秒であり良好な追従性があると考えられる。この条件においても起伏動作中に振れ角センサ出力がシフトした。この結果、振れ角度がシフトしている間の起伏角速度に影響を及ぼし、理論解析結果より速度が小さくなった。振れ止め効果は 1 周期で振幅の約 1/4 の減衰効果であり、良好な制御成績といえる。この条件においても理論値は実験結果を十分予測しており、本シミュレーション結果の妥当性が確認された。したがって、今後予定している実機実験に使用するフィードバックゲインの事前確認に本シミュレーション手法の活用が期待できる。図 6.7 に吊り荷とブーム先端軌跡の理論解析結果を示す。振れ止め制御により加速・減速直後に吊りロープの傾斜が認められるが、その後の振れはきわめて小さくなっている。なお、吊り荷の地上高さがブーム先端高さ、吊り荷の動揺にともない上下移動しており、ブーム、ロープの固有振動の増加の原因となっている。

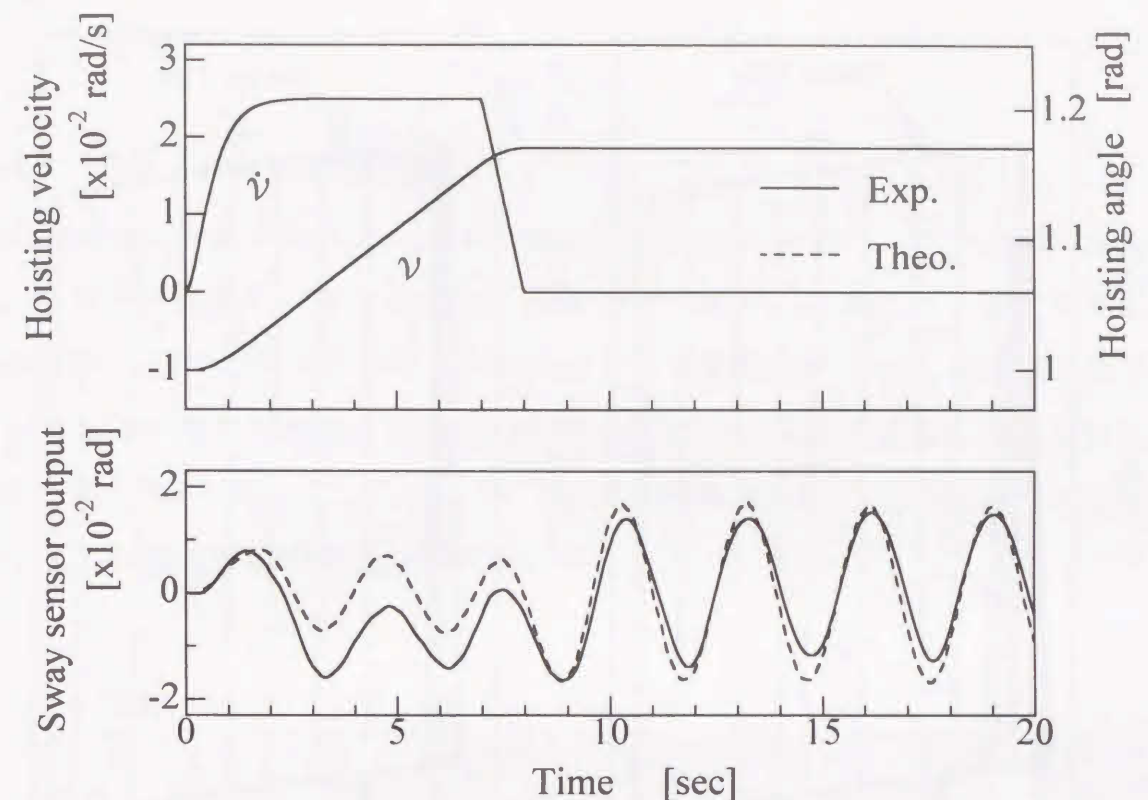


Fig.6.5 Responses in automatic operation without control
[$L_0=2.0$]

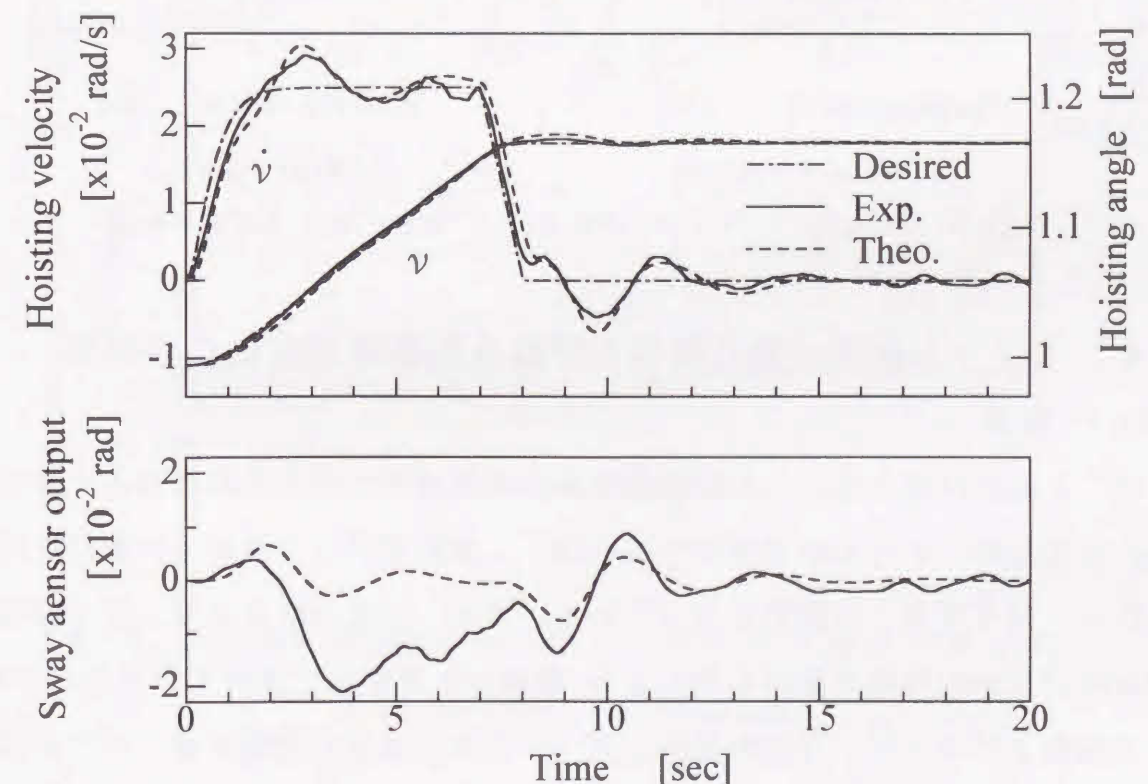


Fig.6.6 Responses in automatic operation with control
 $\left[k_1=0.3, k_2=4.0, k_3=2.46 \rightarrow 2.21, k_4=1.72 \rightarrow 1.55 \right]$
 $\left[L_0=2.0, \quad k'_3=-0.31 \rightarrow -0.28, k'_4=1.40 \rightarrow 1.26 \right]$

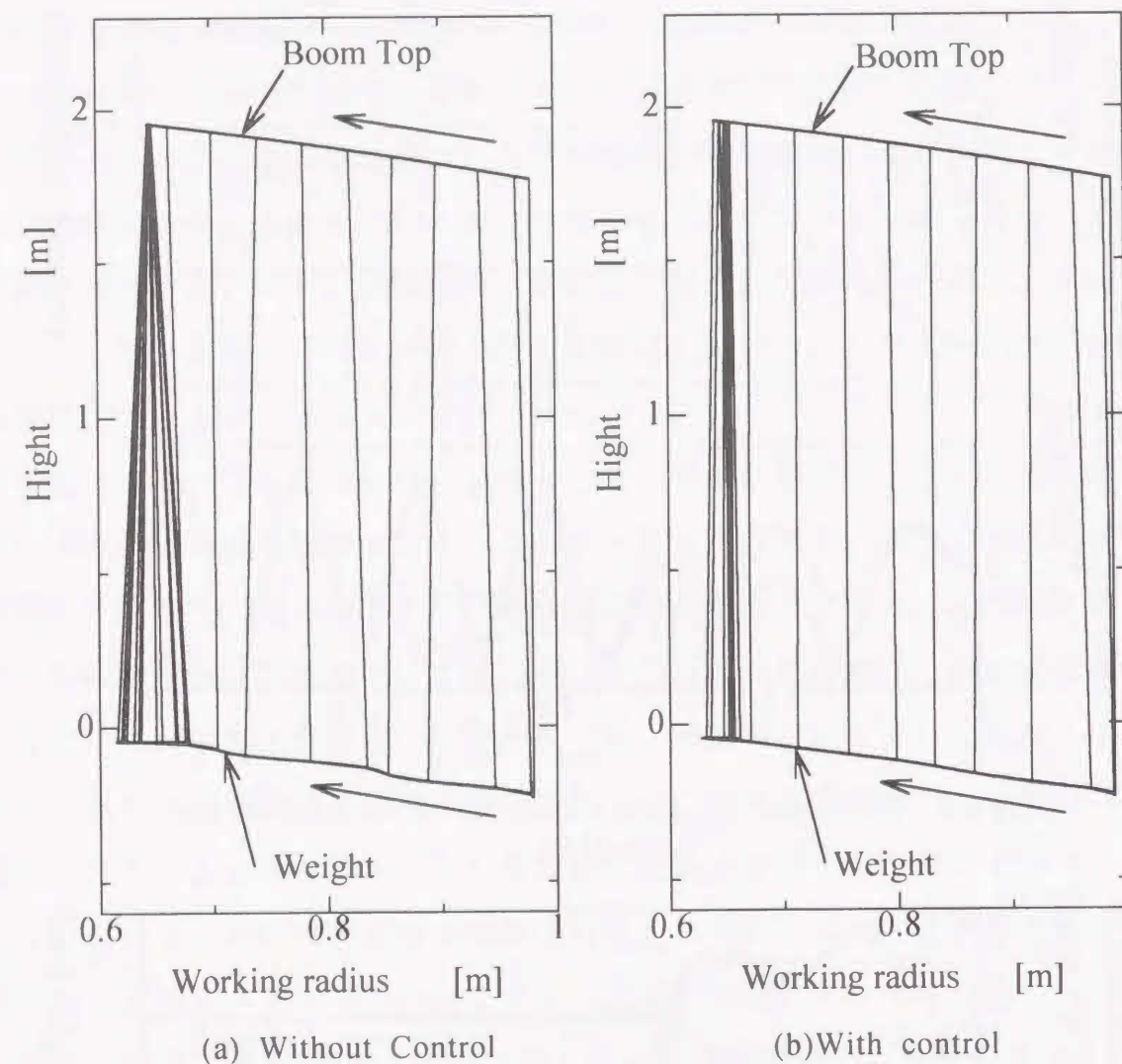


Fig.6.7 Trajectory of a weight and a boom top [step 0.4sec]

6.4 ブーム起伏, 吊り荷巻上げ複合作業時の振れ止め制御

6.4.1 概要

ブーム起伏作業ではブーム起伏角度を変化させるため吊り荷の高さが変化する。このため、ブーム起伏操作ではクレーン操縦者が吊り荷巻上げ操作を同時に行い、吊り荷高さの調整を行っている。また、前節の結果より、吊り荷高さの変化がブームの固有振動を発生させ、制御系を不安定とさせていたことから、吊り荷巻上げモーターの回転速度をブーム起伏角速度に連動させ、吊り荷高さが地面に対して変化しないようにする。このときの吊り荷巻き上げ速度は下式とし、ブームなどの変形は無視した。

$$\dot{L}_w = L_B \dot{\nu} \cos \nu \quad \dots \dots \dots (6.10)$$

6.4.2 外乱に対する応答試験

半径方向に外乱を加えたときの実験結果を図 6.8 に示す。ブーム起伏角度にロープ長さが連動し、吊り荷の上下移動が減少する。このため、起伏動作のみによる振れ止めに比べ吊り荷の振れ角に対する制御ゲイン k_3, k_4 を 1.3 倍としたが制御系は安定しており、振れ止め効果も加振後 1 周期で減衰し、より良好な減衰効果が得られた。このとき、ブーム起伏単独操作時に見られたブーム、吊りロープの固有振動の増加は見られなかった。

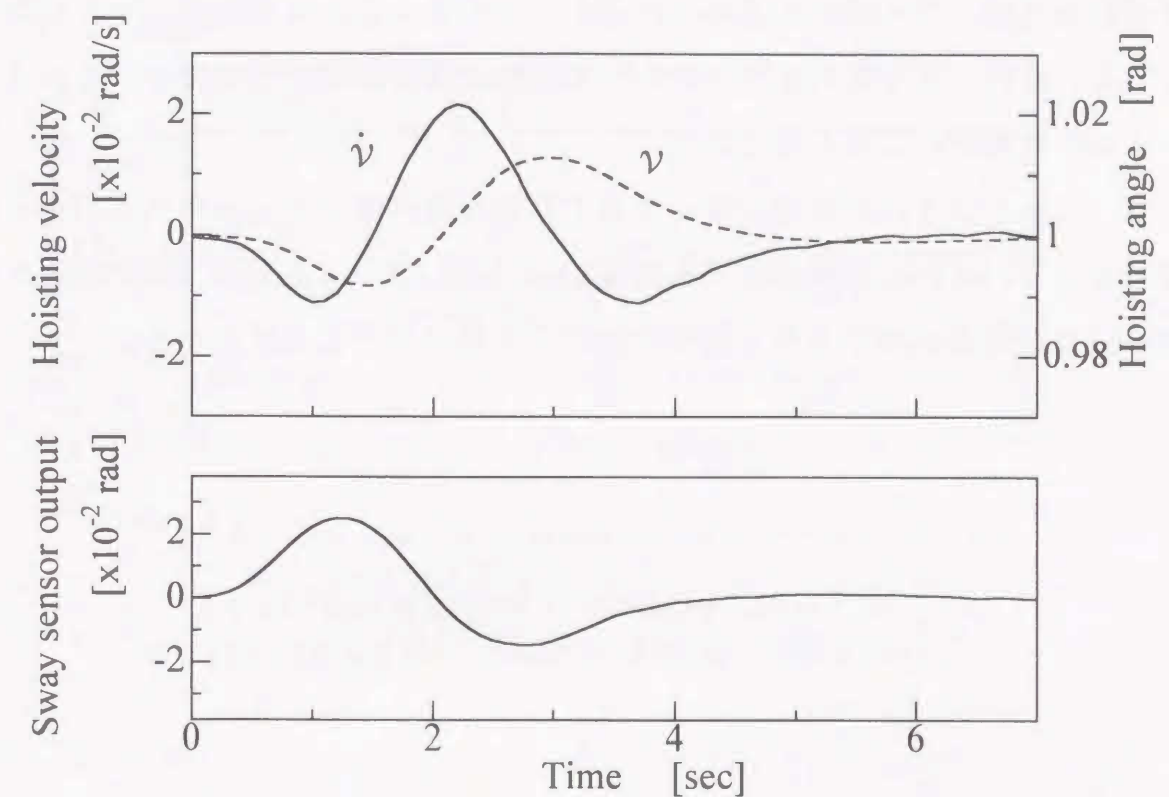


Fig.6.8 Dynamic responses subject to initial load sway with control

$$\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 4.0, k_3 = 3.28, k_4 = 2.29 \\ L_0 = 2.0, \quad k'_3 = -0.41, k'_4 = 1.87 \end{bmatrix}$$

6.4.3 軌道追従試験

6.3.4 節と同じブーム起伏条件を追従目標としたときの状態フィードバック制御を行い、振れ止め効果を確認する。このとき吊り荷ロープ長さを、式(6.10)を用いて起伏角度に連動させた。この結果を図 6.9 に示す。起伏目標速度に対する遅れは、加速・減速中ともに平均で 0.4 秒であり起伏単独操作に対し大きな値であるが、これは振れ止めに対する制御ゲインを大きくしたため、速度追従性が相対的に悪化したためである。なお、この条件においても起伏動作中の振れ角センサー出力がシフトし、起伏速度に影響した。吊り荷の揺れはほぼ 1 周期で減衰しており、単独操作時に比べ良好な制御効果があった。図 6.10 に吊り荷とブーム先端軌跡の理論解析結果を示す。振れ止め制御により加速・減速直後に吊りロープの傾斜が認められるが、その後の振れはきわめて小さくなっている。なお、吊り荷の地上高さが作業半径により変化しているが、これはブームの弾性変形によるものである。

ブームの起伏方向が制御成績に及ぼす影響を調べる。ブームを倒す方向に操作したときの振れ止め制御結果を図 6.11 に示す。ブームを起す方向の図 6.6 とほぼ同等な制御成績であり、起伏方向による差はないことがわかる。

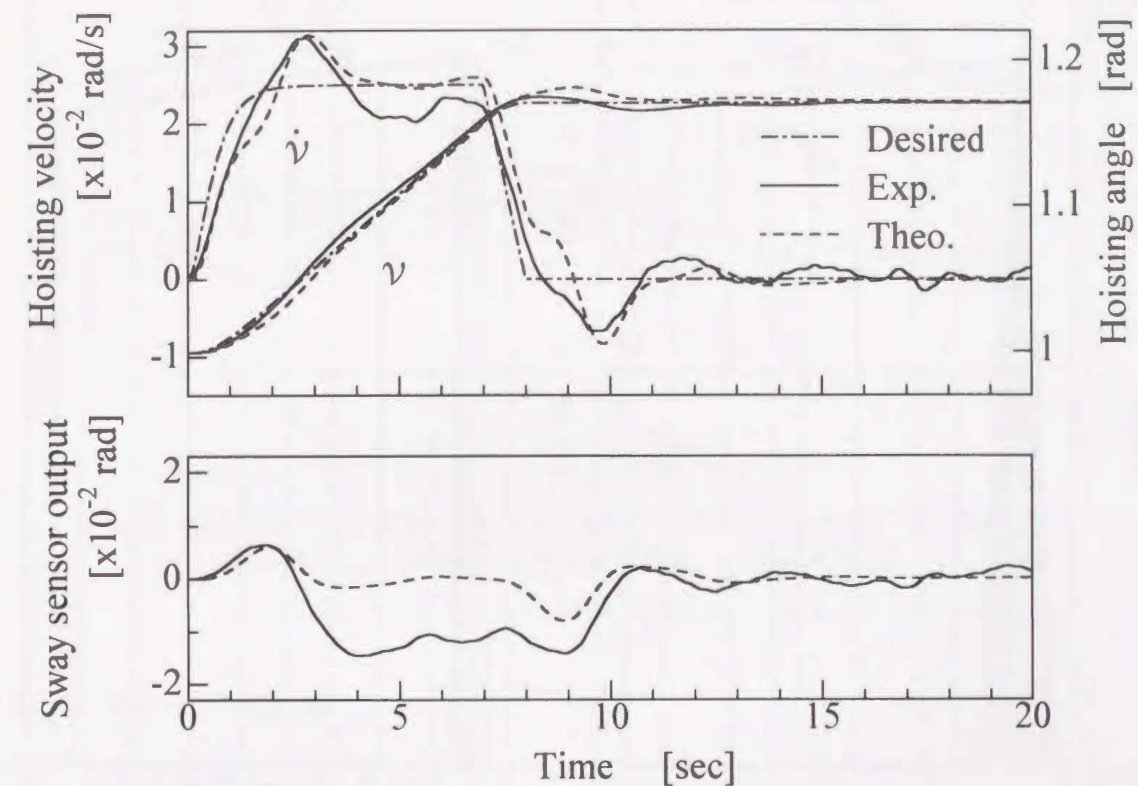
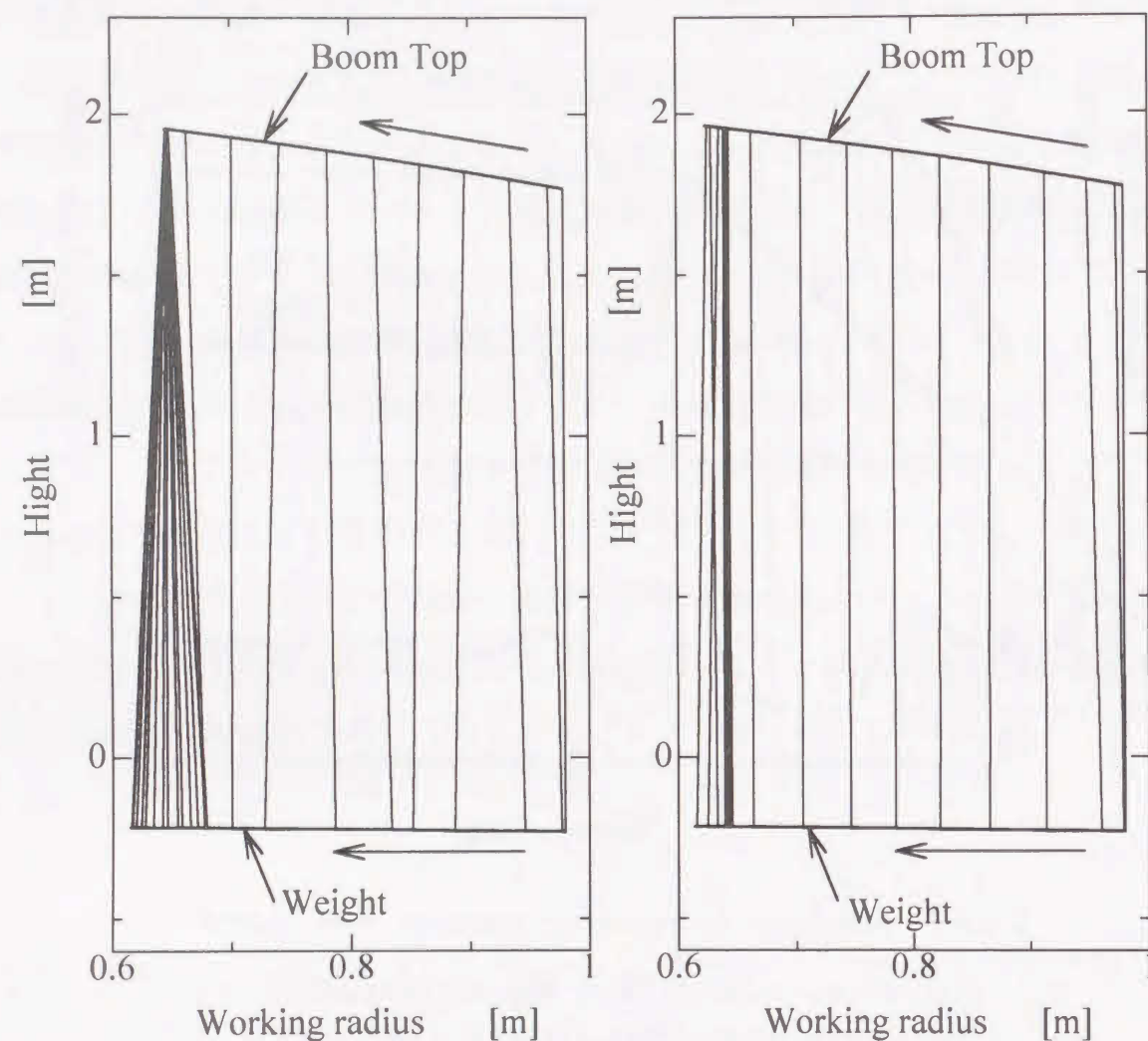


Fig.6.9 Responses in automatic operation with control

$$\begin{bmatrix} k_1 = 0.3, k_2 = 4.0, k_3 = 3.28 \rightarrow 2.95, k_4 = 2.29 \rightarrow 2.06 \\ L_0 = 2.0 \rightarrow 2.17, k'_3 = -0.41 \rightarrow -0.37, k'_4 = 1.87 \rightarrow 1.68 \end{bmatrix}$$



(a) Without Control (b) With control
Fig.6.10 Trajectory of a weight and a boom top [step 0.4sec]

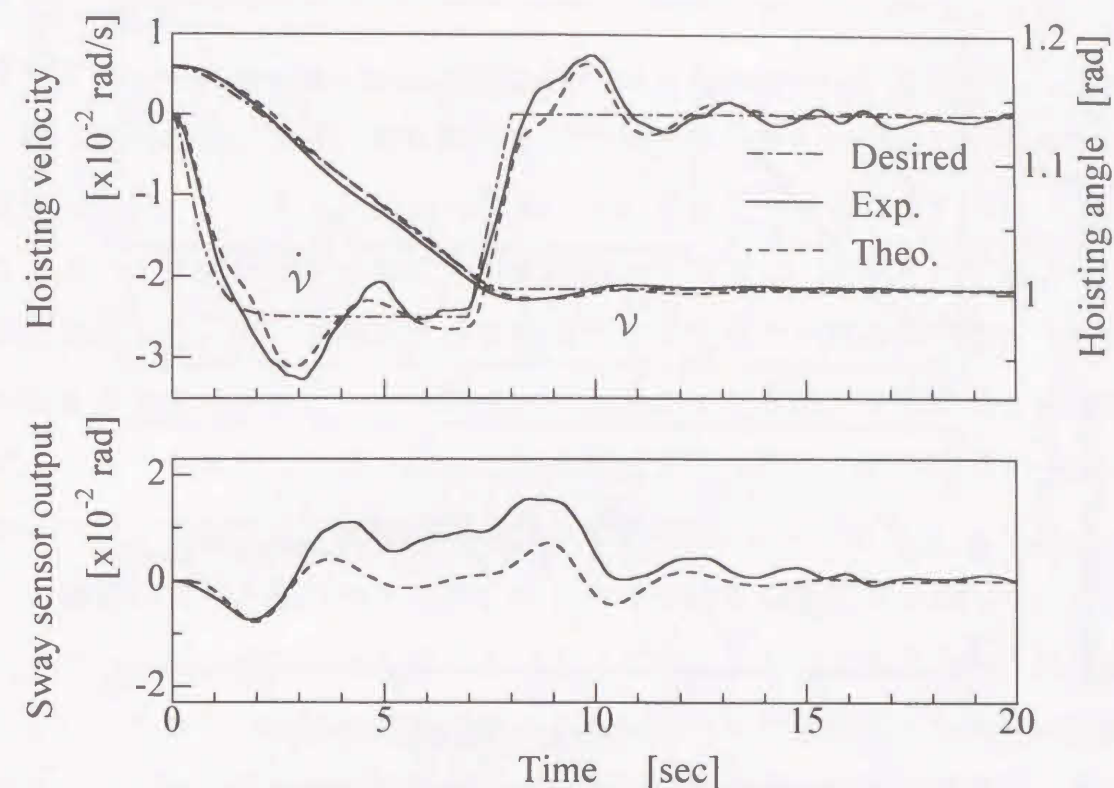


Fig.6.11 Responses in automatic operation with control

$$\begin{aligned} &[k_1 = 0.3, k_2 = 4.0, k_3 = 2.95 \rightarrow 3.28, k_4 = 2.06 \rightarrow 2.29] \\ &[L_0 = 2.17 \rightarrow 2.0, k'_3 = -0.37 \rightarrow -0.41, k'_4 = 1.68 \rightarrow 1.87] \end{aligned}$$

6.4.4 レバー操作試験

モデル実験装置を接続した操作レバーで、吊り荷を目的の場所へ移動操作する場合において振れ止め制御装置の有効性を確認する。このとき目標位置に対する吊り荷位置の確認作業を容易にするため巻き上げ動作を連動させて行った振れ止め制御がないときの実験結果を図 6.12 に示す。荷振れに対しブーム起伏レバーを小刻みに動かし、振れ止め操作を試みているが、40 秒後においても 10mm の揺れが残った。振れ止め制御が働くときの実験結果を図 6.13 に示す。ブーム起伏レバー操作は最初の動作時と 1 回の位置修正のみであり、制御システムの指令で自動的に振れ止め操作が行われる。同様な実験を数回繰り返した結果、目標位置までの作業時間は平均で 30% 減少した。また、操作フィーリングも良好であり、目標位置への微調整も容易であった。以上より、任意の起伏動作に対する振れ止めにおいても十分な性能が確認できた。

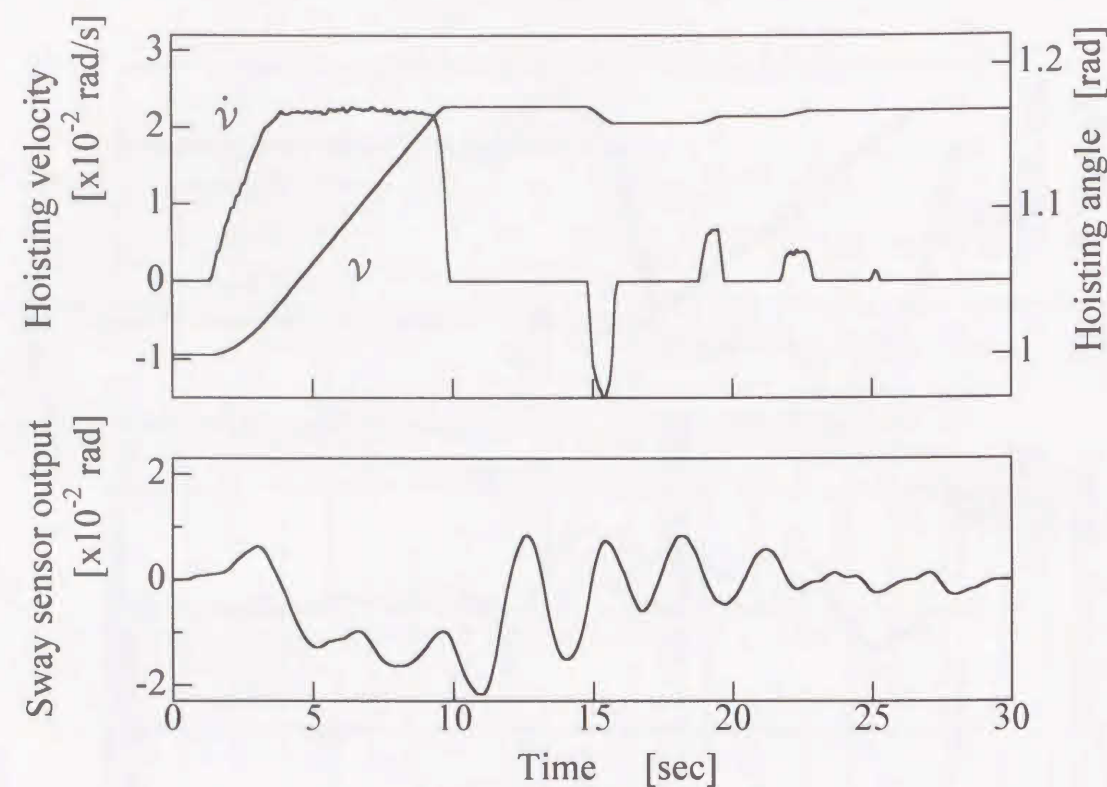


Fig.6.12 Responses in lever operation without control
[$L_0=2.0 \sim 2.17$]

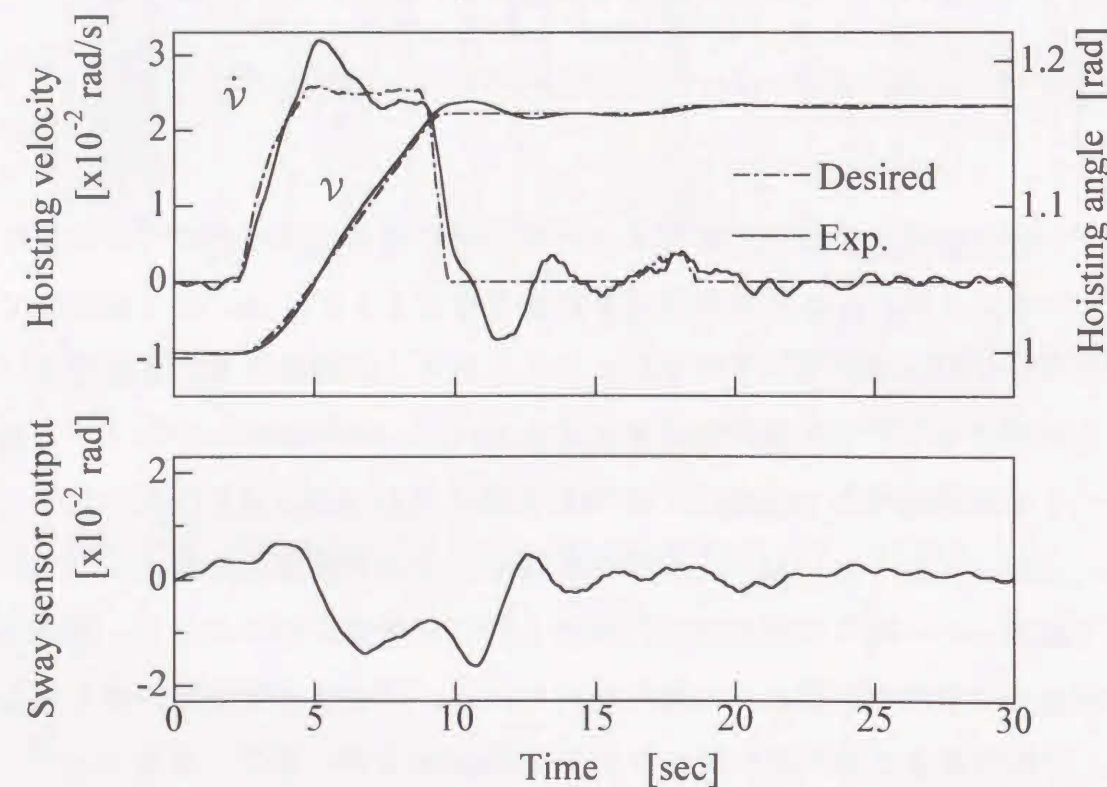


Fig.6.13 Responses in lever operation with control
[$k_1 = 0.3, k_2 = 4.0, k_3 = 3.28 \rightarrow 2.95, k_4 = 2.29 \rightarrow 2.06$
[$L_0 = 2.0 \rightarrow 2.17, k'_3 = -0.41 \rightarrow -0.37, k'_4 = 1.87 \rightarrow 1.68$]]

6.5 結言

本論文では、旋回式クレーンが起伏操作を行うときの吊り荷振れ止め制御について研究した。まず、起伏動作中に生じる吊り荷振れ角の半径方向成分を測定するため、ブーム上底面から検出したひずみゲージ出力からロープ、ブームなどのノイズ成分をFIRフィルタを用いて除去し、時間遅れを有する荷揺れ量を検出した。次に実機の性能を類推できる大きさで構造を有するモデル実験装置と力学モデルを用い、時間遅れを有するセンサ出力を制御量とした最適レギュレータを構成し、吊り荷振れ止め制御を行った。このときフィードバックゲインはFIRフィルタの時間遅れを考慮した。

この結果、ブーム起伏角を調整し吊り荷の振れ止め制御が可能となった。しかし、ブーム起伏操作は吊り荷の重力方向への変化も生じるため、これによるブーム、吊りロープの固有振動が増加する傾向となり操作量に短周期の振動が生じた。よって、吊りロープ長さをブーム起伏角度に合わせて調整し、吊り荷の地上高の変化を少なくした。この結果、制御系は安定し、十分な吊り荷振れ止め効果と操作レバーへの追従性が得られた。また、理論解析結果はモデル実験結果とよく一致しており、今後予定している実機における振れ止め実験に使用する制御システムのフィードバックゲインの事前確認に本シミュレーション手法の活用が期待できる。

第6章の参考文献

- (1) 伊藤広, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第1報, 旋回運動の理論的解明), 日本機械学会論文集, 42-355, (1976), 738-746
- (2) 伊藤広・仙田悦弘, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第2報, 旋回運動の実験的検討), 日本機械学会論文集, 42-358, (1976), 1718-1726
- (3) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した旋回運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, 60-572, C(1994), 1262-1269
- (4) 日野順市・角谷直也・芳村敏夫・坂井敬通, 部分構造合成法によるトラッククレーンの旋回運動時の振動制御, 日本機械学会論文集, 60-596, C(1994), 24-29
- (5) 頭井洋・井上喜雄・井村章夫・藤川猛, リンク構造のシミュレーションに関する研究 (第1報, 弾性振動を含む大変位要素の振動解析), 日本機械学会論文集, 52-483, C(1986), 2814-2821
- (6) 土屋輝雄・伊藤公嗣, 旋回式クレーンの荷物の振れ止め制御, 計測と制御, 13-10, (1974), 797-805
- (7) 山崎信二・伊藤隆文・久村富持, ジブクレーンの制御に関する研究, 計測自動制御学会論文集, 15-6, (1979), 826-832
- (8) 日野順市・藤田邦彦・芳村敏夫, 旋回および起伏操作時のトラッククレーンの吊り荷のファジィ制御, 日本機械学会論文集, 64-626, (1998), 3798-3804
- (9) 伊藤広・仙田悦弘・藤本秀樹, 移動式クレーンにおけるつり荷の動特性 (第4報, ブーム起伏時などの場合), 日本機械学会論文集, 44-372, (1978), 2893-2899
- (10) 伊藤広・長谷川光彦・多田博夫, 箱形ジブを装備したトラッククレーンの動特性に関する研究 (第1報, つり荷巻上げ, およびジブ起伏運動の場合), 日本機械学会論文集, 52-475, C(1986), 885-893
- (11) 坂井敬通・荒川敏明・芳村敏夫・日野順市, トラッククレーンにおけるクレーン作業時の動特性に関する研究, 日本機械学会論文集, 58-550, C(1992), 1942-1949
- (12) 谷住和也・日野順市・芳村敏夫・坂井敬通, トラッククレーンの動特性のモデル化と制御に関する研究 (油圧系を考慮した起伏運動時の制御性のモデル化), 日本機械学会論文集, 60-572, C(1994), 1270-1277
- (13) 有本卓, 線形システム論, 産業図書, (1974), 141-157
- (14) 三谷政昭, デジタルフィルタデザイン, (1987), 55-101, 昭晃堂
- (15) 吉田和夫・下郷太郎・猪背潤, スピルオーバーを考慮する弾性構造系の最適制御 (弾性回転アームの位置決め制御), 日本機械学会論文集, 54-497, C(1988), 201-207

第7章

ファジィ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御

7.1 緒言

旋回式クレーンの作業動作として、ブームを起伏させて吊り荷を半径方向に移動させる操作がある。そのとき、ブーム起伏作業時の吊り荷は前後方向に動揺し、クレーンの転倒モーメントを増加させ、転倒事故の原因となっている。また、この方向の荷揺れはクレーン操縦者から正確に把握することが困難であり、吊り荷の振れ止め操作を困難なものにしている。

これらの作業動作時における吊り荷振れ止め制御の研究として、前章では最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバックによるブーム起伏作業時の振れ止め制御法と、ブームひずみから吊り荷振れ角を推定するセンサを提案し、縮小モデル実験装置を用いてその有効性を確認した。しかし、移動式クレーンの作業環境は常に変化しており、ブーム起伏作業では作業中にブーム起伏角度や吊りロープ長さが変化するため、適切なフィードバックゲインの調整が必要となり、状態フィードバック制御ではこれらのパラメータを事前に求めるためには複雑な計算が必要である。

そのため、本報ではファジィルールを用いた制御手法によるブーム起伏作業時の振れ止め制御システムを提案する。ファジィ制御では、クレーンの本体挙動とそのときの操作方法を if-then 形式で表現できるため、制御則が理解しやすく、経験に基づいたチューニングが容易である。このため、作業条件の変化に対応が容易であるとともに、操作レバーに対するクレーン本体の追従性と荷揺れの減衰特性を、操縦者の好みに応じて調整できる。旋回式クレーンの制御は、クレーン機体諸元や制御部特性に加えて操縦者の運転能力や好みなどの特

性を含んだマン-マシン系となり、操縦者の特性に合わせて容易に制御特性を変化させることは、振れ止め制御システムの実用化に対して重要な要因となる。

以上の振れ止め制御システムについて、旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置を用いた振れ止め実験を行い、その振れ止め効果と操作性の検討を行う。

7.2 振れ止め制御システム

7.2.1 制御システム概要

図 7.1 にブーム起伏作業時の振れ止め制御システムを示す。本システムは、①操作レバーから出力されたブーム起伏角度および角速度信号を目標値とし、これに追従するための起伏操作量を制御する部分と、②吊り荷振れ角 θ を検出して、低減するように起伏操作量を制御する部分から構成される。ブームの起伏角加速度は、これらを加算した値となる。

本報で使用するファジィ推論は、次のような if-then 形式により行う。すなわち、入力変数を α 、 β 、出力変数を γ として、ファジィ制御則 R' を表すと、

$$R' : = \text{if } \alpha \text{ is } A_i \text{ and } \beta \text{ is } B_i \text{ then } \gamma \text{ is } c_i \quad (i=1,2,\dots,n) \quad \dots\dots\dots (7.1)$$

となる。ただし、 n は制御則の数、 i は制御則の番号、 A_i および B_i は前件部のファジィ数、 c_i は後件部の実数値（非ファジィ集合）である。また、推論法としては簡略推論法⁽⁹⁾を用いる。この手法を用いて、測定値にスケーリングファクタを乗じた値を入力データとして推論を行う。その結果、下式の非ファジィ化により制御出力 γ^* が得られる。

$$\gamma^* = \frac{\sum_{i=1}^n \omega_i c_i}{\sum_{i=1}^n \omega_i} \quad \dots\dots\dots (7.2)$$

ここで、 ω_i は制御則 i の適合度である。この γ^* にスケーリングファクタを乗じて、①、②における起伏角加速度が得られ、これらを加算して起伏角加速度制御量 $\ddot{\theta}_0$ として出力する。本システムの推論に用いた簡略推論法は、後件部をファジィ集合ではなく定数で与えているために推論が簡単であり、演算速度の点で優れている。

7.2.2 ファジィ制御則の設定①

振れ止め制御システムの①に対応する制御則として、操作レバーに追従して起伏させるためのファジィコントロール部を設計する。制御に必要な起伏角度偏差 δv 、角速度偏差 $\delta \dot{v}$ は計測値 v 、 \dot{v} と操作レバーから出力される目標値 v_r 、 \dot{v}_r の偏差を用いる。これらの非ファジィ値にスケーリングファクタ K_{v1} 、 K_{v2} を乗じた値を前件部変数 e 、 \dot{e} とする。制御則①に対する前件部は、図 7.2 に示す 5 種類のラベルを持つ三角形のメンバーシップ関数を用いる。推論結果の出力にスケーリングファクタ K_v を乗じて、操作レバーに追従するためのブーム起伏角加速度指令値とする。表 7.1 に制御則①に対応するルールを示す。

7.2.3 ファジィ制御則の設定②

振れ止め制御システムの②に対応する制御則として、吊り荷の揺れ止めを行うファジィコントロール部を設計する。制御に必要な吊り荷振れ角 θ は、第 2 章で提案した吊り荷振れ角センサを用いて求める。

ブームひずみには、ブームや吊りロープの固有振動成分などの荷揺れ以外の情報も含まれているため、吊り荷振れ角に対する情報を抽出するために FIR フィルタを用いる。FIR フィルタにはフィルタ次数に相当する時間遅れ t_d が含まれるので、補正するために θ 、 $\dot{\theta}$ を下式のように極座標に変換して動径 r'_p 、角度 α'_p を求める。

$$\begin{aligned} r'_p &= \sqrt{\theta^2 + \dot{\theta}^2} \dots\dots\dots (7.3) \\ \alpha'_p &= \tan^{-1}(\dot{\theta} / \theta) \end{aligned}$$

つぎに、下式を用いて吊りロープ固有振動の遅れ時間分を加算し、FIR フィルタの遅れ時間を補償する。

$$\alpha_p = \alpha'_p + \sqrt{\frac{g}{L_w}} t_d \dots\dots\dots (7.4)$$

ここで、 L_w は吊りロープ長、 g は重力加速度である。 r'_p はスケーリングファクタ $K_{\theta 1}$ を乗じて前件部変数 r_p とする。動径 r_p の前件部は図 7.3 に示す 3 種類のラベルを持つ三角形のメンバーシップ関数を用いる。角度 α_p の前件部は図 7.4 に

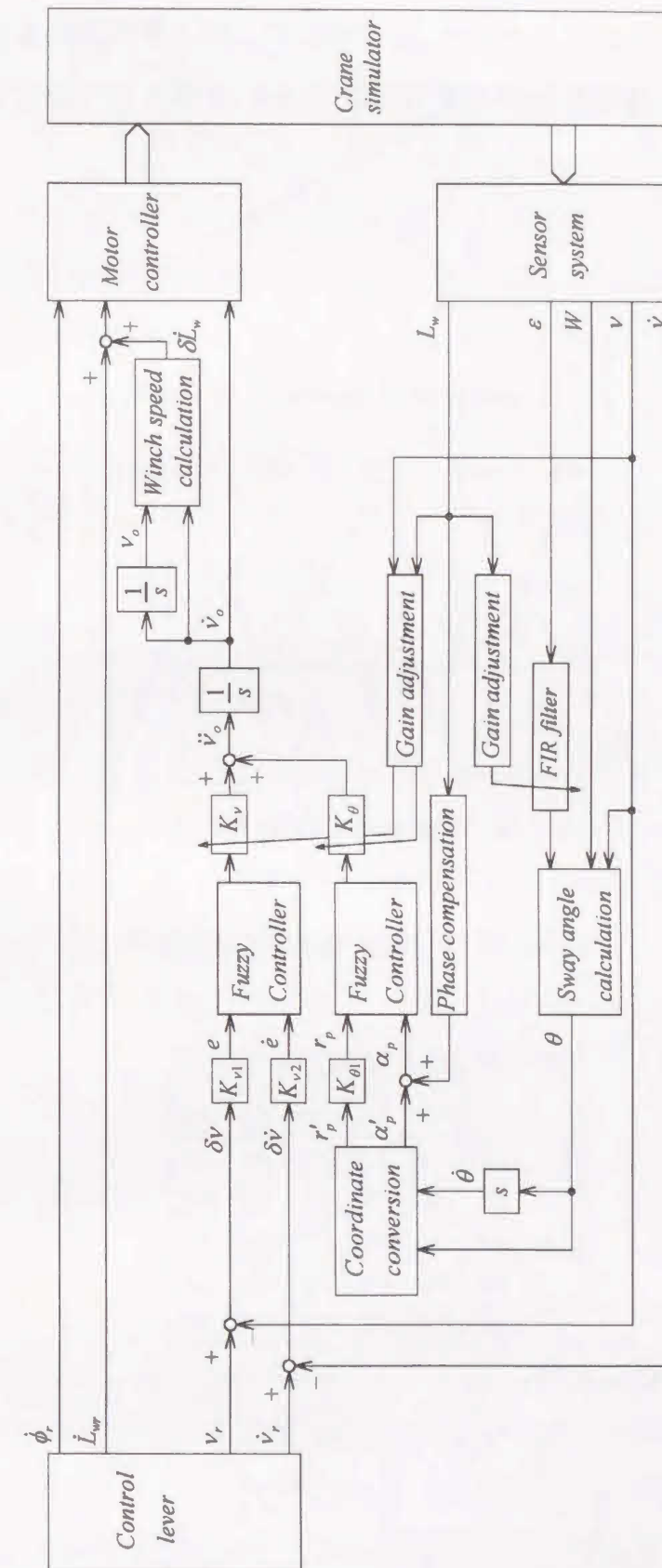


Fig. 7.1 Control system of rotary crane

示すように角度をファジィ数とした三角形のメンバーシップ関数である。推論結果の出力にスケーリングファクタ K_0 を乗じて、吊り荷の振れを低減させるためのブーム起伏角加速度指令値とする。表 7.2 に制御則②に対応するルールを示す。

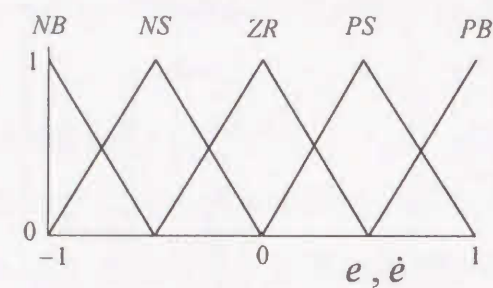


Fig.7.2 Pre-condition for ①

Table 7.1 Rule table for ①

		e					
		NB	NS	ZR	PS	PB	
\dot{e}	PB	PM	PB	PB	PB	PB	
	PS	ZR	PS	PS	PM	PM	
	ZR	NS	NS	ZR	PS	PS	
	NS	NM	NM	NS	NS	ZR	
	NB	NB	NB	NB	NB	NM	

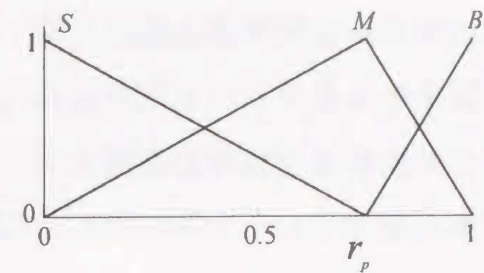


Fig.7.3 Pre-condition for ②, r_p

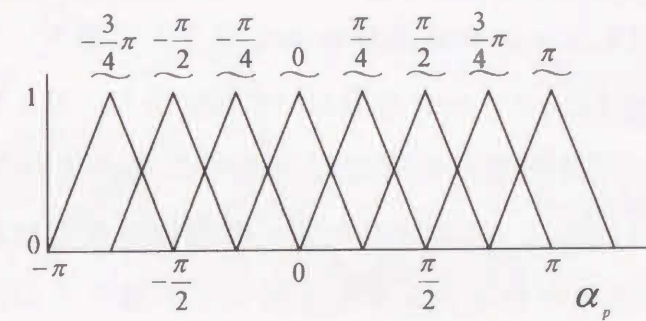
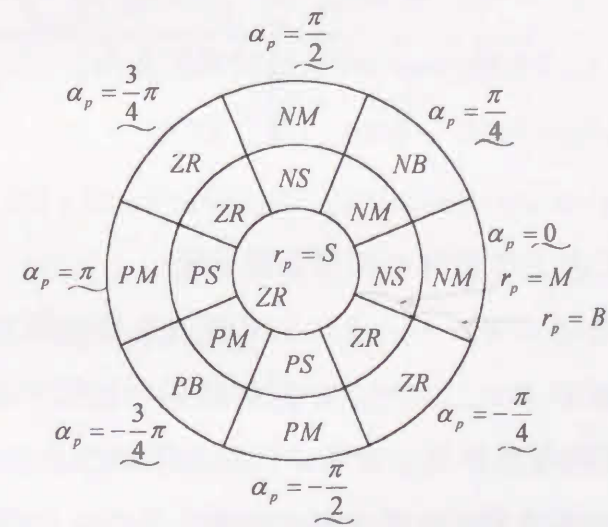


Fig.7.4 Pre-condition for ②, α_p

Table 7.2 Rule table for ②



7.3 モデル実験と理論解析

7.3.1 試験条件

旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置を用い、本システムの有効性を確かめる。実験装置諸元、実験条件は前章と同じ条件に設定し、容易に比較できるようにした。また、解析モデルを用いた理論解析も同じ条件で実施する。

実験および理論解析のための条件は、吊り荷質量を 9.8N、動作開始時のブーム起伏角度を 1rad、ロープ長を 2m、ブーム起伏単独動作およびブーム起伏と吊り荷巻上げ動作を同時に行う複合動作とする。軌道追従試験では実機のブーム起伏作業中の速度データを参考とし、これに類似したブーム起伏動作に追従させ、レバー操作試験では操作レバーを用いて目標位置に吊り荷を移動させた。

実験に使用した FIR フィルタは前章と同じ図 7.3 であり、モデル実験のサンプリング周波数は 10Hz、フィルタ次数は 10 次であり、0.5 秒の遅れ時間である。理論解析において数値積分の安定性を得るためにサンプリング周波数を 50Hz とし、フィルタ次数を 50 次としたが、時間遅れや周波数特性は同じである。制御システムのスケーリングファクタは以下の通りであり、 K_{v1} 、 K_{v2} 、 $K_{\theta1}$ はそれぞれ前件部変数 e 、 \dot{e} 、 r_p がファジィルール表の全域をカバーできるように設定した。 K_v 、 K_θ は制御性能に影響するため、モデル実験による運転操作の感覚を確認しながら調整を行った。また、 K_θ はブーム起伏角度に対して連続的に変化させた。

①: $K_{v1} = 100$, $K_{v2} = 100$, $K_v = 0.1$

②: $K_{\theta1} = 50$, $K_\theta = 0.050 \rightarrow 0.046$ (起伏単独動作)

$K_{\theta1} = 50$, $K_\theta = 0.070 \rightarrow 0.064$ (複合動作)

7.3.2 ブーム起伏単独動作時の軌道追従試験

前章で実施した最適レギュレータによる振れ止め制御実験の結果および制御をしない場合の実験結果と、ファジィ制御結果を比較する。この結果を図 7.5 に示す。振れ止め制御を行わない場合には起伏開始後より吊り荷に振れが生じ、終了動作により増加した振れがその後も持続している。一方、振れ止め制御を行

った場合には加減速時に振れが生じるが、その後の振れは減衰していることがわかる。ファジィ制御と最適レギュレータの振れ止め効果を比較すると、ファジィ制御は約 1 周期で完全に静止しているのに対し、最適レギュレータでは実験終了時も微小振動が生じている。これは吊り荷の地上高さがブーム起伏動作に伴って変動し、ブームの振動量が増加するためであり、ファジィ制御においても K_θ を現在の設定値よりも増加させると動作が不安定となることが見られた。また、吊り荷の振れ角センサ出力が起伏動作中にシフトし、そのため目標起伏角度に対して誤差が生じているが、荷揺れ振幅は減少している。

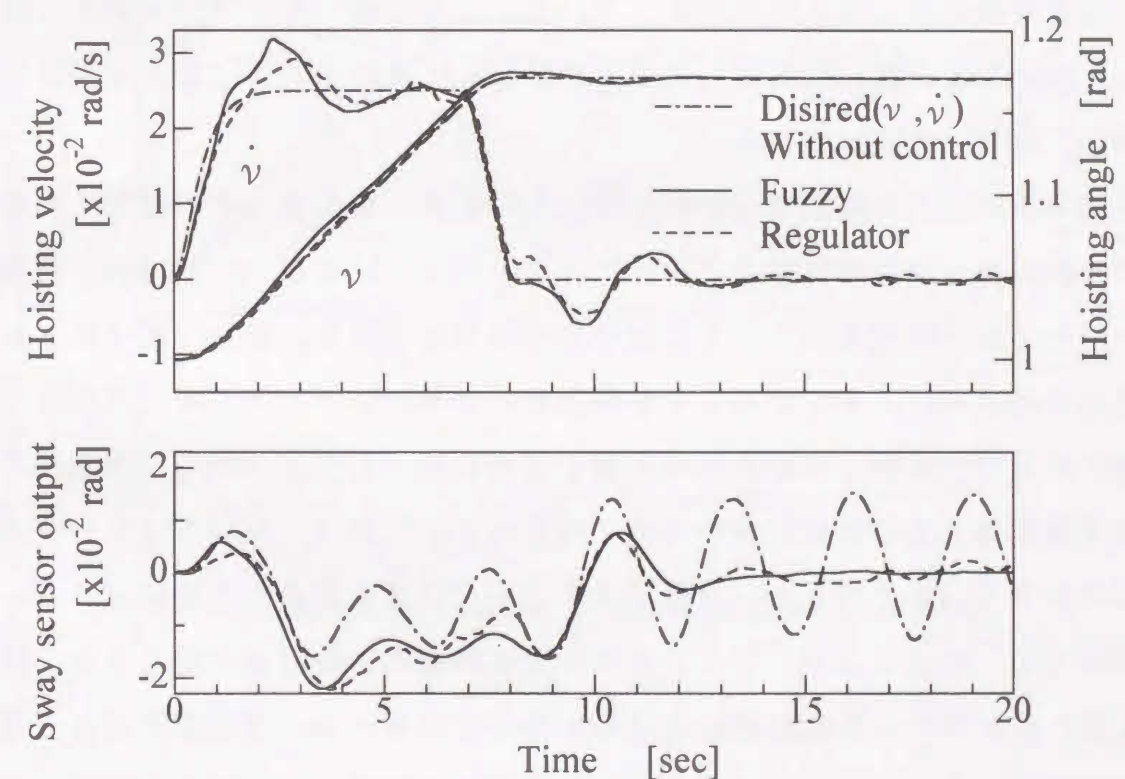


Fig.7.5 Responses in automatic operation

7.3.3 複合動作時の軌道追従試験

ブーム起伏動作により吊り荷の高さが変化するため、通常のクレーン操作では吊り荷巻上げ操作を同時に行い、吊り荷を地面に水平に移動させている。このため、ブーム先端速度の垂直方向成分を吊り荷巻上げ速度に加算し、ブーム

起伏角度の変化が吊り荷高さにおよぼす影響を少なくした。巻上げロープの補正速度 $\delta \dot{L}_w$ は下式となり、ブームの弾性変形は無視した。

$$\delta \dot{L}_w = L_b \dot{\nu} \cos \nu \quad \dots\dots\dots (7.5)$$

ここで、 L_b はブーム長である。

前章で行った最適レギュレータによる振れ止め制御とファジィ制御の実験結果の比較を図 7.6 に示す。ファジィ制御および最適レギュレータともに吊り荷の上下動が減少したことにより制御の安定性が増したため、7.3.1 項に示すように両制御法ともに起伏単独動作に比べて荷揺れに対するゲインを増加させた。このため、最適レギュレータにおいて起伏終了後の振れが減少しているが、目標起伏速度に対する追従性が悪化している。これに対してファジィ制御では、振れ止め効果と目標起伏速度への追従性がともに良好であり、また作業終了後も微少振動が除去されている。

理論解析結果と実験結果の比較を図 7.7 に示す。起伏動作中の起伏角度において実験結果が理論解析結果に比べて大きくなっているが、これは吊り荷振れ角センサの振れ角出力がシフトしたためであると考えられる。また、起伏終了後の荷揺れの減衰率は、実験結果よりも理論解析結果の方が小さくなっており、理論解析において無視した摺動部の影響と思われる。しかしながら、理論解析結果は実験結果とその特性において同じ傾向を示しており、本シミュレーション手法が妥当であると言える。今後、大きさなどの諸元が異なる旋回式クレーンにおいても、本シミュレーション手法により制御則の設計が可能である。図 7.8 は吊り荷とブーム先端軌跡および 0.4 秒ごとの吊りロープ位置を示した理論解析結果であり、矢印は移動方向を示す。図より制御をしていない場合、起伏動作中にも吊りロープの傾斜が生じ、作業終了後には大きな振り子運動が持続していることがわかる。一方、ファジィ制御では、加速および減速直後に吊りロープの傾斜が生じているが、その後の振れはブーム先端部の移動により減少しているのがわかる。なお、吊り荷の地上高さが作業半径により約 15mm 変化しているが、これはブームの弾性変形によるものである。

ブームの起伏方向が制御性能に及ぼす影響を調べる。ブームを倒す方向に操

作したときの振れ止め制御実験結果を図 7.9 に示す。図 7.6 と同様に作業終了後の振れ止め効果、加速および減速時の目標起伏速度への追従性はファジィ制御結果が最適レギュレータのそれよりも良好であり、作業終了後も微少な振動が除去されている。このことから、起伏方向による振れ止め制御性能の差がなく、ブーム起伏角度およびロープ長の変化に対処できていることがわかる。

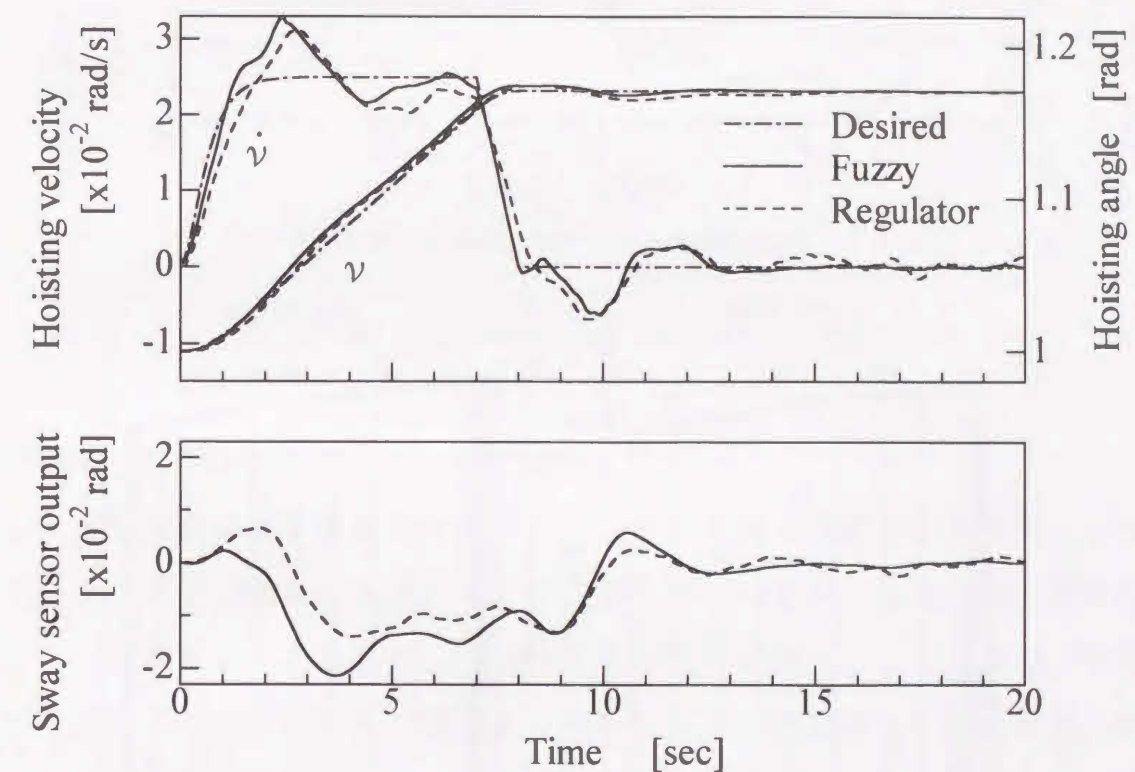


Fig.7.6 Responses in automatic operation

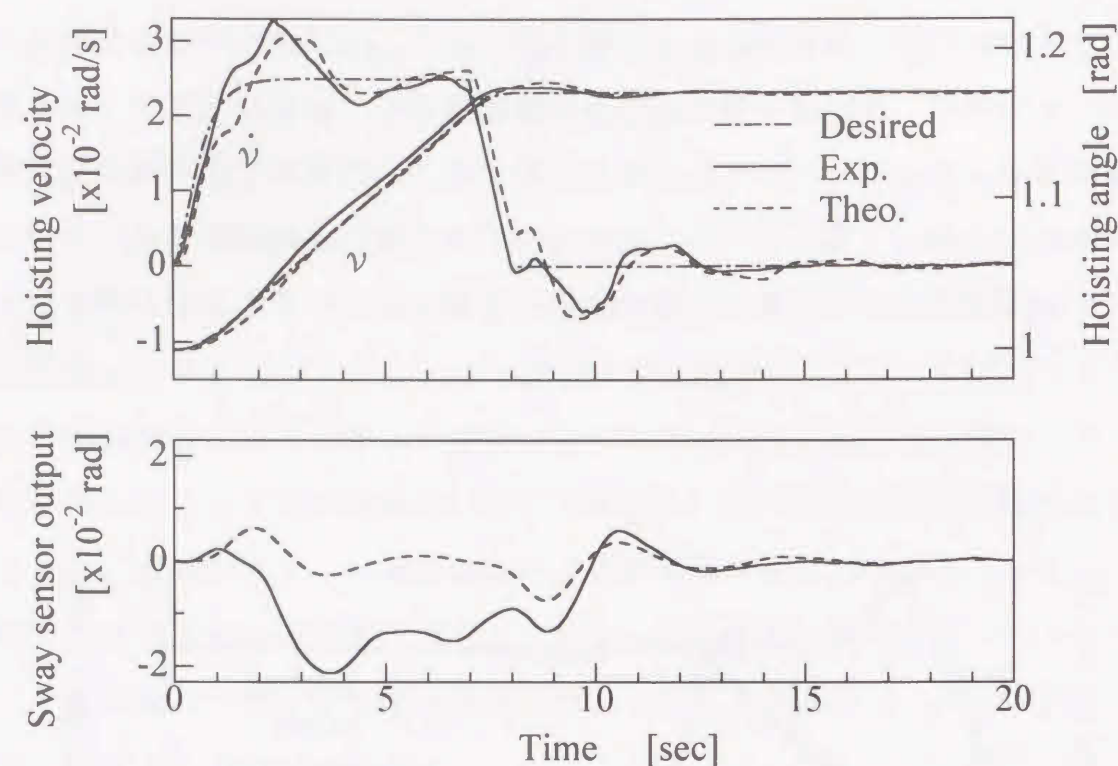
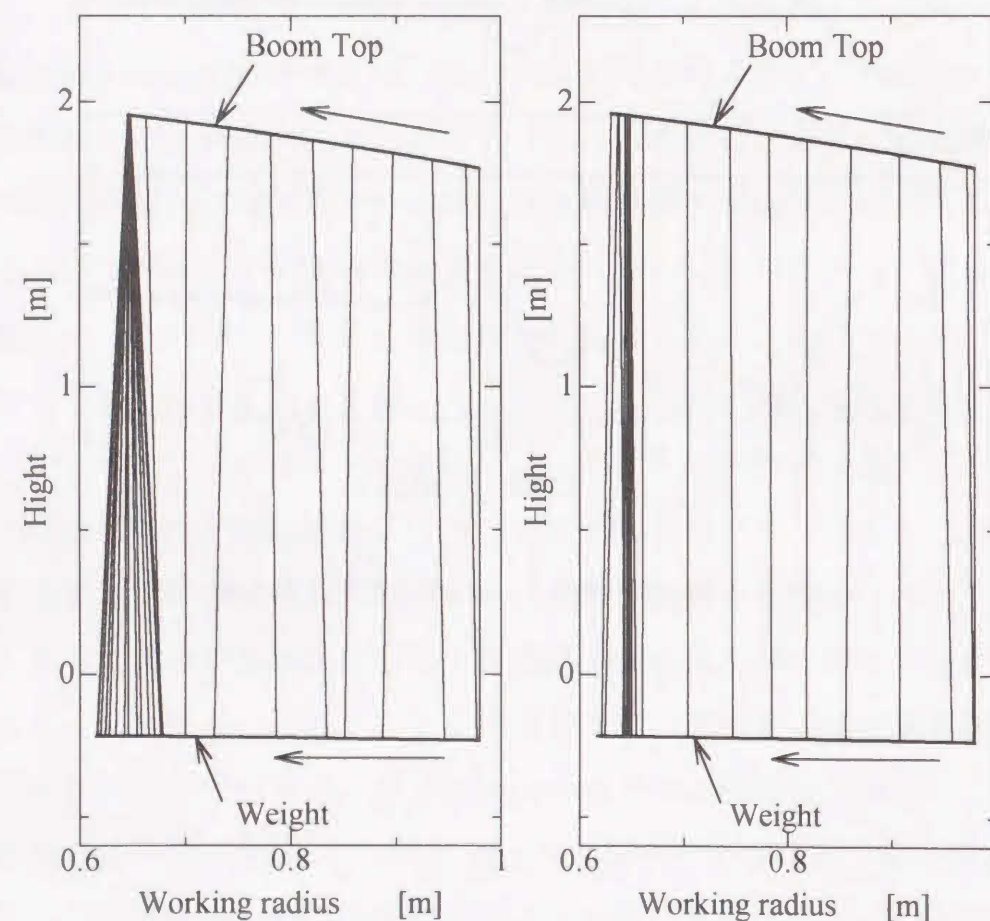


Fig.7.7 Responses in automatic operation



(a) Without Control (b) Fuzzy Control
Fig.7.8 Trajectory of a weight [Step 0.4sec]

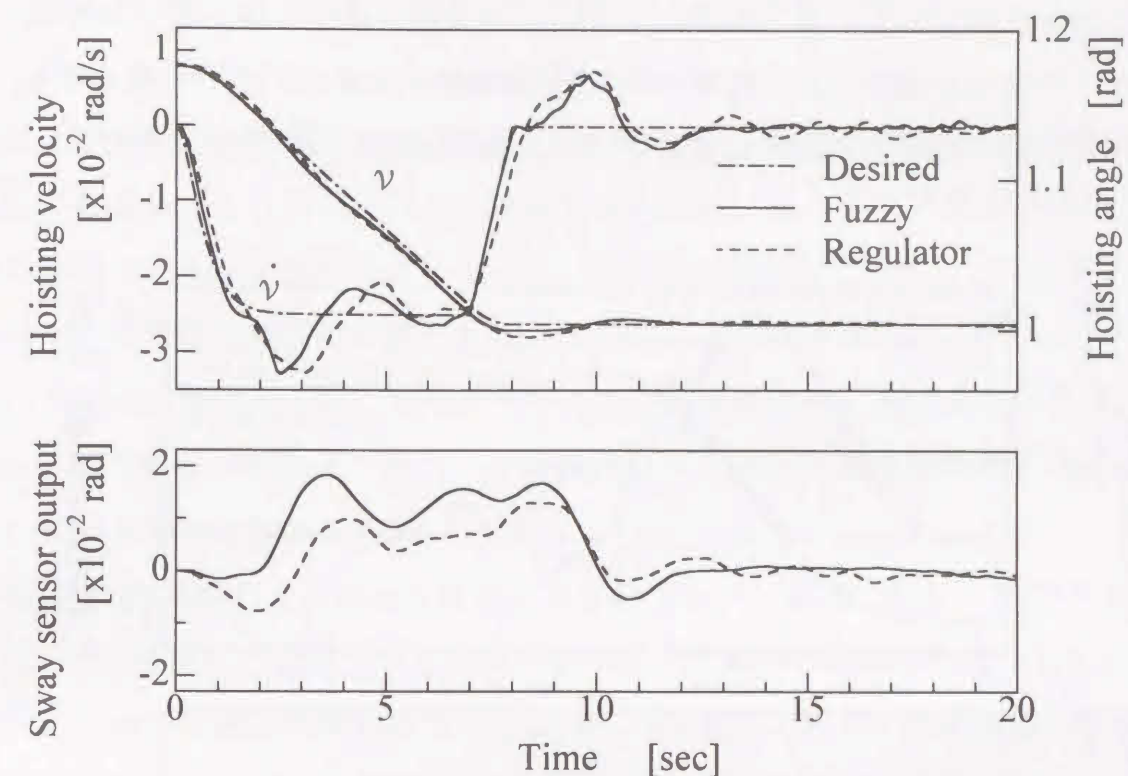


Fig.7.9 Responses in automatic operation

7.3.4 複合動作時のレバー操作試験

モデル実験装置を接続した操作レバーで吊り荷を目標位置へ移動させる場合に、ファジィ理論による振れ止め制御システムの有効性を調べる。前章の結果より、制御をしていないクレーン操作では吊り荷の位置と目標位置を確認しながら操作するが、吊り荷が動揺するために吊り荷の動きを予測しながら操作しなければならない。そのため、図 7.12 に示したように、操作レバーを小刻みに動かし、振れ止め操作と吊り荷の位置決め操作を同時に行う必要があった。

振れ止め制御を行うときの実験結果を図 7.10 に示す。ブーム起伏レバーの操作は、最初のブーム起伏動作と吊り荷の位置決め操作のみであるが、制御信号によって自動的に吊り荷の動揺が収束している。吊り荷の挙動に動揺成分が少なく、操作レバーへの追従性も良好なために操作目標位置へ吊り荷を迅速に移動し、静止させることが容易である。また、図 7.13 に示す最適レギュレータによるレバー追従試験結果と比較すると、ファジィ制御はレバー追従性と振れ止

め効果がより向上していることがわかる。同様な運転操作を繰り返した結果、制御をしていない場合に比べ作業時間を約 30% 減少させることが可能となり、任意の起伏動作に対する振れ止めにおいて良好な制御性能が確認できた。

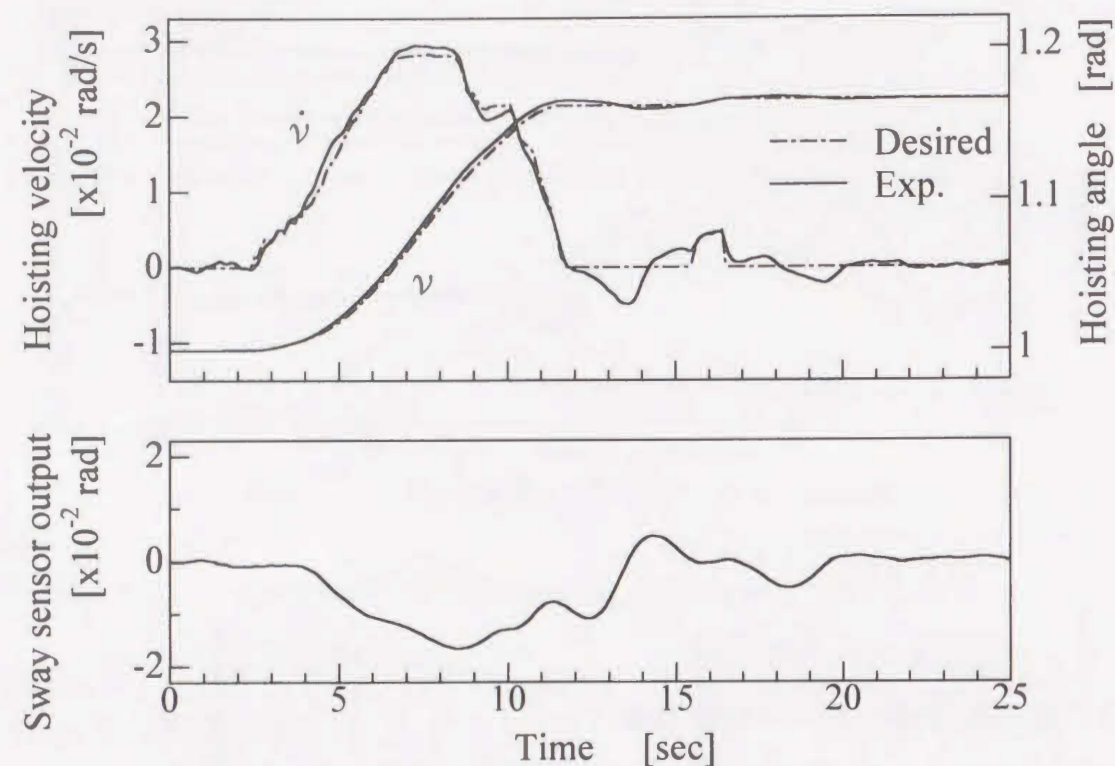


Fig.7.10 Responses in lever operation

7.3.5 スケーリングファクタの影響調査

ファジィルールを変更させることにより、制御性能を詳しく評価することが可能である。しかし、スケーリングファクタ K_v, K_θ を調整するのみで、ある程度操作レバーに対するクレーン本体の追従性と荷揺れの減衰特性を操縦者の好みに応じて実現できる。そのため、以下のようにスケーリングファクタ K_v, K_θ を調整してレバー追従実験を行う。

実験条件は以下の2つの場合とし、 K_θ はブーム起伏角度に対して連続的に変化させた。

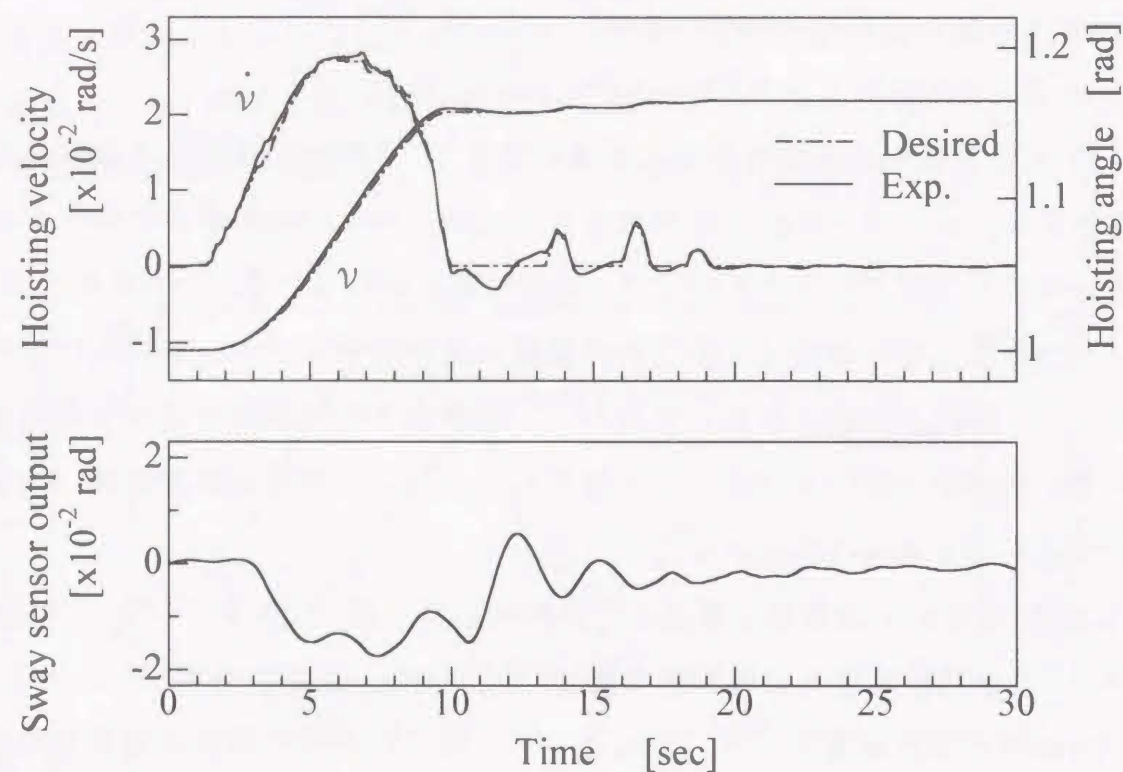
Case 1 : $K_v = 0.15, K_\theta = 0.030 \rightarrow 0.027$

Case 2 : $K_v = 0.07, K_\theta = 0.100 \rightarrow 0.091$

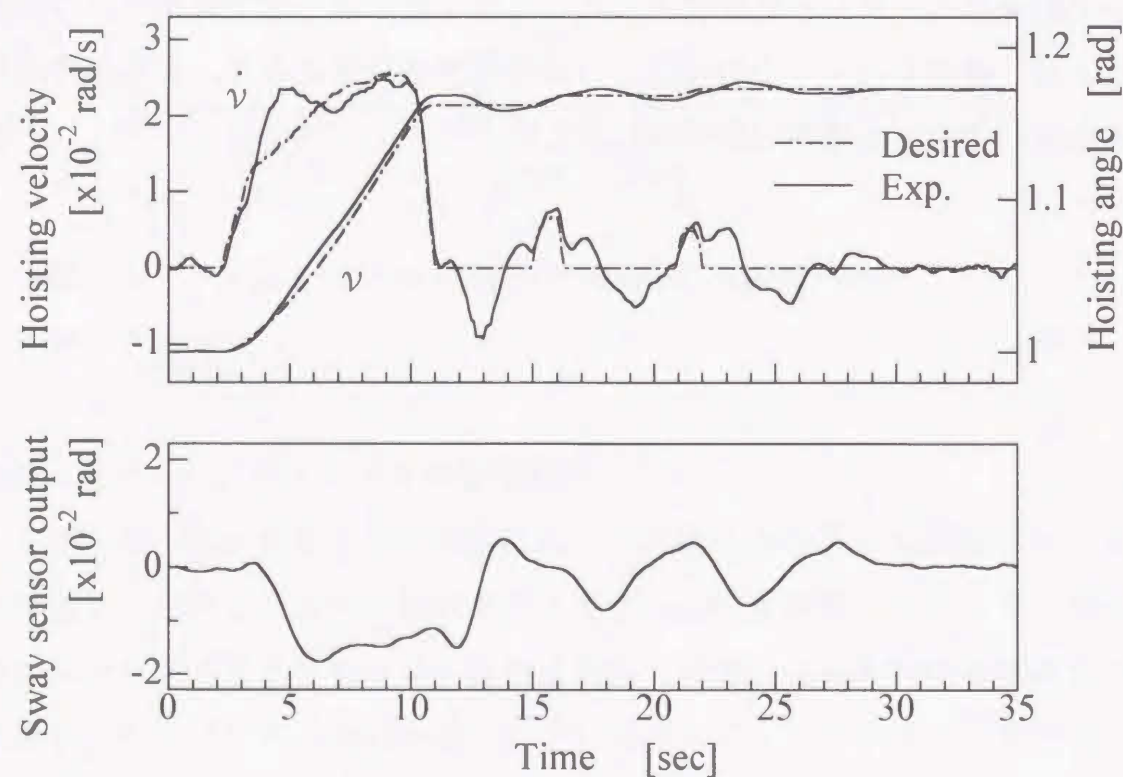
図 7.11(a) はレバー追従性を重視した条件であり、目標起伏速度への追従性は良好であるが、吊り荷の振れ止め効果は低いため、吊り荷の位置決め操作を振れ止めのタイミングで行うことにより、減衰効果を高めている。この条件では、レバーへの機体追従性が良好であるため操縦に違和感がないが、振れ止めを考慮したレバー操作が必要となる。すなわち、熟練度の高い操縦者は吊り荷の振れを考慮した操縦を行っており、この条件はクレーン作業の経験度が高い操縦者に対するものと考えられる。

図 7.11(b) は振れ止め性能を重視した条件であり、図 7.10 および図 7.11(a) に比べて、目標起伏速度への追従性が悪くなっており、荷揺れも増大している。また、実験時の操作感覚も劣り、これはレバー操作に対する機体の追従性の悪さが要因となっており、目標位置に吊り荷を移動することが困難である。

以上の結果より、クレーン操縦者にとって操作性の良い吊り荷振れ止め制御システムは、操作レバーへの追従性を十分確保する必要がある、振れ止め制御性能を過度に重視した条件は実用性に乏しい。



(a) Case 1



(b) Case 2

Fig.7.11 Responses in lever operation

7.4 結言

本章では、旋回式クレーンのブーム起伏作業時の吊り荷振れ止め制御を取り扱った。ブーム起伏作業では機体の姿勢および吊りロープ長が変化するため、制御パラメータは作業中に変化する。また、操作レバーを用いたクレーン操作は、操縦者の特性を含むマン-マシン系であることから、適切な制御パラメータはクレーン操縦者に依存して変化すると考えられる。このため、制御則を経験的に作成できるファジィ理論を振れ止め制御システムに用いることは効果的である。また、ひずみゲージ式振れ角センサにより測定された振れ角データに含まれる時間遅れを、吊り荷振れ角を極座標で表し位相調整をすることにより補償した。

本制御システムの有効性を確認するために、モデル実験装置による振れ止め制御実験を行った。制御則およびスケーリングファクタは、理論的な試行錯誤により設計し、これを基にモデル実験装置によって操作フィーリングを確認しながらチューニングした。

モデル実験装置により、前章で提案した最適レギュレータによる振れ止め制御実験結果と比較した。ブーム起伏単独操作および吊り荷巻上げとブーム起伏の複合操作において、同一作業パターンに追従させたときの目標起伏速度への追従性、吊り荷の振れ止め効果、作業終了後の安定性が本制御システムの方がより良好な結果を示した。実機の旋回式クレーンと同様な操作レバーによる運転操作においてもほぼ同様な結果が得られ、目標位置へ容易に吊り荷を移動することが可能であった。スケーリングファクタを変更し、操作レバーによる作業状態への影響を調べた結果、操作レバーへの追従性および吊り荷の振れ止め効果を調整することが可能であり、操縦者の好みに合わせた制御特性を実現できることが示された。また、同一作業条件で実施した理論解析結果は実験結果とよく一致した。

第7章の参考文献

- (1) 日本ファジィ学会, ファジィ制御, 日刊工業新聞社, (1993), 15-18
- (2) 清水雅晴, ファジィ制御法によるPID制御の実現, 第7回ファジィシステムシンポジウム講演論文集, (1991), 245-249
- (3) 三谷政昭, デジタルフィルタデザイン, (1987), 55-101, 昭晃堂

第8章

結 言

本論文において, 旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御について研究報告した。

旋回式クレーンはその機動力の高さから, 多岐に渡る荷役作業を実施することが可能であるが, 安全かつ効率的に作業を行うためには熟練した操縦テクニックが必要であり, 操縦の困難さを減少させる吊り荷振れ止め制御システムの開発が望まれている。しかし, 従来の振れ止め制御の研究は, 設備式クレーンが特定の作業をする場合に有効な手法であり, 旋回式クレーンが通常の荷役作業を行うときに有効な吊り荷振れ止め制御の研究は行われいない。

第2章では, 吊り荷振れ角センサについて検討した。吊り荷振れ止め制御を行うには, 作業中の吊り荷振れ角を計測する必要がある。本研究では複雑な装置を必要とせず, 容易に実用化ができることを主眼とした振れ角センサを考案した。

吊り荷が動揺すると吊りロープの引張方向が変動するため, ブームに加わる曲げモーメントが変動する。これをひずみゲージで検出し, 吊り荷振れ角成分のみをFIRフィルタを用いて抽出し, 換算式を用いて吊り荷振れ角を算出した。本章では, 旋回作業時に発生する旋回方向の吊り荷振れ角, およびブーム起伏作業中に発生する半径方向の吊り荷振れ角を計測する振れ角センサを提案した。

実機クレーンを用いて, 旋回方向の吊り荷振れ角センサ出力と, 実際の吊り荷動揺量を比較した。ブーム側板ひずみは吊り荷振れ角成分に加え, ブームおよび吊りロープの固有振動成分が含まれるが, 振れ角センサ出力はこれらのノイズ成分が除去され, 実際の吊り荷動揺量と良く一致した。しかし, センサ出

力は FIR フィルタによる時間遅れが生じるため、振れ止め制御システムにおいて時間遅れを補正する必要があることがわかった。

半径方向の吊り荷振れ角センサ出力を、モデル実験装置を用いて検証した。旋回方向と同様に、ブーム上底板ひずみは吊り荷振れ角成分に加え、ノイズ成分が含まれるが、振れ角センサ出力は吊り荷の動揺が抽出できた。また、この場合においても時間遅れが発生するため、振れ止め制御システムにおいて時間遅れを補正する必要があることがわかった。

第3章では、実機旋回式クレーンを縮小したモデル実験装置の製作と、クレーン機体および吊り荷挙動をコンピュータシミュレーションするための解析モデルを提案した。実験装置は、旋回式クレーン実機の性能を類推できる大きさと構造を持ち、クレーンの一般的な作業である旋回動作、ブーム起伏動作、吊りロープ巻上げ動作を、パーソナルコンピュータで制御できるシステムとした。各動作は、実機クレーンと同様に操作レバーを用いて操縦でき、振れ止め制御成績に加え、操縦者の操作フィーリングの検証も可能とした。また、解析モデルにより、実機クレーンおよびモデル実験装置が、目標とする作業を行ったときの吊り荷および機体挙動をシミュレーションできる。本解析モデルを用い、第4～7章において制御システムの設計および制御パラメータのチューニングを行った。

第4章では、旋回式クレーンの旋回振れ止め制御について、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法と、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案した。つぎに、第3章に示すモデル実験装置および解析モデルを用いて、振れ止め制御成績と操作フィーリングを調査した。

実機の旋回速度データを参考とした目標速度に追従させる条件において、通常の旋回操作では加速および減速直後に吊り荷に動揺が生じ、その後も持続しているが、振れ止め制御を行った場合には、良好な振れ止め制御成績を得た。また、旋回方向の振れ止め操作を行うことにより、二次的に半径方向の動揺も減少することがわかった。以上の実験において、解析結果と実験結果は良く一

致しており、諸元の異なるクレーンにおいても、理論解析による制御システムのチューニングが可能となった。

操作レバーで旋回動作を行った条件において、通常の旋回操作では細かく操作レバーを動かし、振れ止め操作と吊り荷の位置決め操作を行う必要があったが、振れ止め制御を行った場合には、自動的に荷揺れが減少するため、容易に吊り荷を目標位置に静止させることが可能であり、操作レバーへの追従性も良好であった。

第5章では、第4章と同様の旋回式クレーンの旋回振れ止め制御において、ファジィ理論を用いた振れ止め制御手法を示した。最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御では、作業条件が変化すると、そのたびにフィードバックゲインの調整が必要となり、これらのパラメータを事前に求めるための複雑な手続きが必要であった。このため、制御則が理解しやすく、経験に基づいたチューニングが容易であるファジィ理論を振れ止め制御システムに適用した。また、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。

モデル実験装置および解析モデルを用いて、振れ止め制御成績と操作フィーリングを確認した。この結果、レギュレータ制御に比べ良好な制御成績と操作フィーリングが得られた。また、2個のスケーリングファクタを調整することにより、操作レバーへの追従性、吊り荷振れ止め成績を容易に変更することが可能であり、作業条件の変化へも対応することが可能であった。

第6章では、旋回式クレーンがブーム起伏作業をするときの振れ止め制御について、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御による振れ止め制御手法と、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルにより検討した。

実機のブーム起伏速度データを参考とした目標速度に追従させる条件において、通常の起伏操作では加速および減速直後に吊り荷に動揺が生じ、その後も持続しているが、振れ止め制御を行った場合には、吊り荷の動揺が減衰した。

しかし、ブーム起伏作業は吊り荷の地上高さが変動するため、ブームの固有振動が増加し、制御が不安定になることがあった。このため、吊りロープ巻上げ操作をブーム起伏角度に連動させ、吊り荷の上下移動を減少させた。この結果、制御系は安定し、フィードバックゲインを大きくすることが可能となり、良好な振れ止め制御成績が得られた。また、解析結果と実験結果は良く一致し、解析モデルの妥当性が得られた。

操作レバーでブーム起伏動作を行った条件において、通常の起伏操作においても旋回操作と同様に、吊り荷を目標位置に移動させることが困難であったが、振れ止め制御を行った場合には、自動的に荷揺れが減少するため、容易に吊り荷を目標位置に静止させることが可能であり、操作レバーへの追従性も良好であった。

第7章では、第6章と同様に、旋回式クレーンのブーム起伏作業を対象とし、ファジィ理論を用いた振れ止め制御手法を示した。また、第2章に示す振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案した。次に、その制御成績を第3章に示すモデル実験装置および解析モデルにより検討した。

モデル実験装置および解析モデルを用いて、振れ止め制御成績と操作フィーリングを確認した。この結果、レギュレータ制御に比べ、良好な制御成績と操作フィーリングが得られた。また、容易に操作レバーへの追従性、吊り荷振れ止め成績を変更することが可能であった。

以上の研究により、旋回式クレーンに適用可能な吊り荷振れ止め制御システムが構築でき、クレーン作業の安全性および作業性の向上に貢献できると考える。

本論文に関する著者の発表論文

1. 主論文

- (1) 多田博夫, 井上喜雄, 大嶋真人, 芳村敏夫:「旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究(吊り荷振れ角センサの開発と縮小モデルでの旋回振れ止め制御)」, 日本機械学会論文集, **63-605**, C(1997), pp47-54
- (2) 多田博夫, 井上喜雄, 大嶋真人, 芳村敏夫:「旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究(縮小モデルによるブーム起伏作業時の振れ止め制御)」, 日本機械学会論文集, **63-605**, C(1997), pp55-62
- (3) 多田博夫, 芳村敏夫, 大谷良治, 井上喜雄:「旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究(ファジィ理論による旋回振れ止め制御)」, 日本機械学会論文集, **65-634**, C(1999), pp2352-2359
- (4) 多田博夫, 芳村敏夫, 大谷良治, 井上喜雄:「旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関する研究(ファジィ理論によるブーム起伏作業時の振れ止め制御)」, 日本機械学会論文集, **65-638**, C(1999), pp 4141-4148

2. 副論文

- (1) 伊藤広, 長谷川光彦, 多田博夫:「箱形ジブを装備したトラッククレーンの動特性に関する研究(第1報, つり荷巻上げ, およびジブ起伏運動の場合)」, 日本機械学会論文集, **52-475**, C(1986), pp885-893
- (2) 多田博夫, 大谷良治, 福田耕治, 芳村敏夫:「縮小模型による旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御」, 阿南工業高等専門学校研究紀要, 第34号, (1998), pp1-6
- (3) Toshio Yoshimura, Yuji Okamoto, Masao Kurimoto, Tutomu Morimoto, Su Chuanxin, Hiroo Tada:「Pneumatic Active Suspension of a Quarter Car Model Using the Fuzzy Logic Control」, The Fifth International Conference on Control, Automation, Robotics and Vision (ICARCV '98), (1998), pp371-375
- (4) 多田博夫:「旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御」, 社団法人日本クレーン協会月刊誌「クレーン」, 第37号, 1999/No.7, pp2-7

謝辞

本論文は平成3年より徳島大学工学部 芳村敏夫教授の御指導のもとで実施した研究の成果をまとめたものであり、御熱心かつ御丁寧な御指導と御鞭撻を賜りました芳村敏夫教授に厚く御礼申し上げるとともに心から感謝の意を表します。

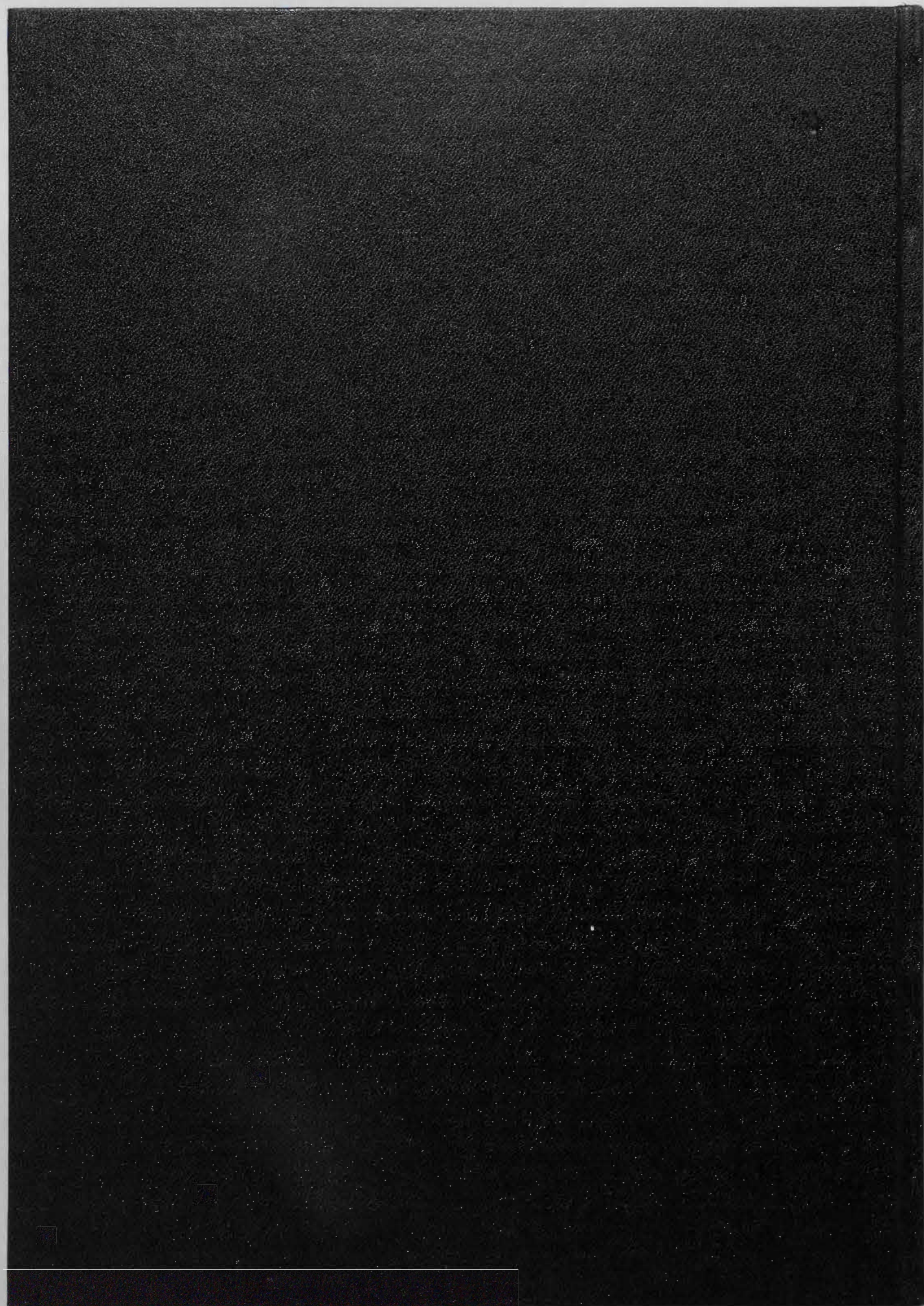
また、研究を進めるにあたり御指導を賜りました徳島大学工学部 日野順市助教授、阿南工業高等専門学校機械工学科 大谷良治教授、制御情報工学科 福田耕治講師に厚く御礼申し上げるとともに心から感謝の意を表します。

実機実験など多岐にわたる御支援を頂きました㈱神戸製鋼所技術開発本部 井上喜雄主任研究員（現在は高知工科大学工学部教授）、大嶋真人研究員、㈱神戸製鋼所建設機械事業部 和田統室長、㈱神戸製鋼所社員の皆様に厚く御礼申し上げます。

さらに、本研究を進める機会を与えて下さり、深い理解と暖かいご支援を賜りました阿南工業高等専門学校機械工学科の御先生方に心よりお礼申し上げます。

また、論文をまとめるにあたり、適切な御助言、御検討を頂きました徳島大学工学部 山田勝稔教授、小西克信教授に厚く御礼申し上げます。

最後になりましたが、なにかと若輩者の私に力をお貸し下さったすべての皆様に深く感謝の意を表して謝辞に代えさせていただきます。



様式 9

論文審査の結果の要旨

報告番号	甲 工 乙 工 第 5 4 号 工 修	氏 名	多 田 博 夫
審査委員	主 査 芳 村 敏 夫 副 査 山 田 勝 稔 副 査 小 西 克 信		
学位論文題目 旋 回 式 ク レ ー ン の 吊 り 荷 振 れ 止 め 制 御 に 関 す る 研 究			
審査結果の要旨 本論文は、旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御について研究している。旋回式クレーンは多岐に渡る荷役作業が可能であるが、安全かつ迅速に荷役作業するには運転操作に熟練を要するため、操作の負担を軽減する吊り荷振れ止め制御システムの実用化が望まれている。本論文の内容は以下のようなものである。 まず、振れ止め制御に必要な吊り荷振れ角センサについて、ブームの曲げモーメントをひずみゲージで検出し、FIR フィルタを用いて振れ角成分を抽出後、換算式により吊り荷振れ角を算出する手法を考案し、実機クレーンを用いて検証している。この結果、センサ出力は吊り荷動揺量と良く一致したが、FIR フィルタによる時間遅れが生じるため、制御システムにおいて時間遅れを補正する必要があることがわかった。 次に、実機を縮小したモデル実験装置とクレーン機体および吊り荷挙動をシミュレーションするための解析モデルを提案し、振れ止め制御成績と操作フィーリングの検証、吊り荷および機体挙動の理論解析を可能としている。 さらに、旋回およびブーム起伏作業時の振れ止め制御について、最適レギュレータ理論を用いた状態フィードバック制御と振れ角センサ出力の時間遅れ補正法を提案し、実験装置および解析モデルを用いて振れ止め制御成績と操作フィーリングを調査している。通常の運転操作では、細かく操作レバーを動かし、振れ止め操作と吊り荷の位置決め操作を行う必要があった。しかし、振れ止め制御を行った場合には自動的に荷揺れが減少するため、容易に吊り荷を目標位置に静止させることが可能であり、操作レバーへの追従性も良好であることがわかった。 最後に、ファジィ理論を用いた旋回およびブーム起伏作業時の振れ止め制御手法と、振れ角センサ出力の時間遅れをファジィルールで補正する方法を提案している。実験および解析結果より、レギュレータ制御に比べ良好な制御成績と操作フィーリングが得られ、また2個のスケーリングファクタを調整することにより、操作レバーへの追従性と振れ止め成績を容易に変更することが可能となっている。 以上のように、本研究は旋回式クレーンの吊り荷振れ止め制御に関するものであり、本論文は博士（工学）の学位授与に値するものと判定する。			